

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Lineární elektrohydraulický pohon
zvedané plošiny**

*Linear Electro-hydraulic Drive
of Lifting Platform*

Student:

Bc. Jakub Glinz

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Glinz**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení**
Téma: **Lineární elektrohydraulický pohon zvedané plošiny**
Linear Electro-hydraulic Drive of Lifting Platform

Zásady pro vypracování:

1. Nakreslete funkční schéma hydraulického pohonu zvedané plošiny s objemovým řízením.
2. Pro zadané parametry proveďte výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu včetně kinematického řešení zvedané plošiny a specifikace hlavních prvků.
3. Proveďte výpočet dynamických parametrů hydraulického pohonu s objemovým řízením.
4. Proveďte srovnání energetické náročnosti řešeného pohonu s obdobným pohonem s ventilovým řízením.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. KOLEKTIV AUTORŮ. *Proporcionální technika a servotechnika*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1986. 135 s. ISBN 3-8023-0898-0.
2. KOLEKTIV AUTORŮ. *Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace*. Brno: BoschRexroth/CZ, 2007. 149 s.
3. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

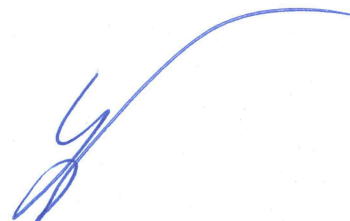
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Kravařích: 19. 5. 2014

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Kravařích: 19. 5. 2014

.....
Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jakub Glinz

Adresa trvalého pobytu autora práce: Nábřeží 63/893, Kravaře, 747 21, Česká republika

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Bohuslavu Pavlokoví, CSc., a také panu Ing. Otakaru Ožanovi za jejich ochotu a cenné připomínky při odborných konzultacích.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

GLINZ, J. *Lineární elektrohydraulický pohon zvedané plošiny: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2013, 57s. Vedoucí práce: Pavlok, B.

Cílem diplomové práce je navrhnout elektrohydraulický pohon zvedané plošiny pro zdvihací zařízení v divadlech. Na základě rešerše jsou navrženy dvě varianty řízení, a to ventilové a pomocí regulačního hydrogenerátoru. Dále je provedeno energetické porovnání obou navržených variant. V této práci je následně řešena kinematika mechanismu. Na základě získaného průběhu síly v pístnici je proveden návrh a výpočet hydraulického obvodu v ustáleném stavu. V poslední řadě se práce zabývá základními dynamickými výpočty. Výsledkem je hydraulický obvod pro zvedání nůžkové plošiny s pohonem realizovaným objemovým řízením regulačního, axiálního, pístového čerpadla.

KLÍČOVÁ SLOVA

- elektrohydraulický pohon
- objemové řízení
- energeticky úsporné

ANNOTATION OF MASTER THESIS

GLINZ, J. *Linear Electro-hydraulic Drive of Lifting Platform: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2013, 57p. Thesis head: Pavlok, B.

The aim of the master thesis is to design an electro-hydraulic drive of lifting platform for applications in theatres. The introduction deals with appropriate choice of hydraulic circuit controlled by means of valve or variable displacement pump. After that energetic comparison of two proposed circuits was carried out. The kinematics of mechanism was solved at first. Design and calculation of hydraulic circuit in steady state were performed based on force diagram. Moreover thesis deals with basic dynamics calculations. Finally, the result is hydraulic circuit for lifting scissor platform. The drive is realized by using displacement control of variable displacement axial piston pump.

KEYWORDS

- electro-hydraulic drive
- displacement control
- energy efficient

OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů:	8
Úvod.....	10
1 Přehled současného stavu řešené problematiky	11
1.1 Zvedání a spouštění hmotné zátěže ventilovým řízením	12
1.2 Zvedání a spouštění hmotné zátěže řízením el. motoru	16
1.3 Zvedání a spouštění hmotné zátěže objemovým řízením.....	19
1.3.1 Rozdělení regulačních hydrogenerátorů.....	19
2 Návrh alternativ řešení	25
2.1 Pohon s ventilovým řízením.....	25
2.2 Objemové řízení	26
3 Energetické porovnání.....	28
4 Výpočet a specifikace obvodu.....	32
4.1 Kinematický výpočet.....	32
4.2 Výpočet obvodu v ustáleném stavu a specifikace prvků.....	43
4.3 Výpočet základních dynamických parametrů	47
Závěr	54
Seznam použitých pramenů	56
Seznam příloh	57

Seznam použitých značek a symbolů:

Značka	Význam	Jednotka
E	Youngův modul pružnosti	Pa
F	síla	N
H	zdvih	m
I	moment setrvačnosti	kg m^2
K	objemový modul pružnosti	Pa
	kinetická energie	J
P	výkon	W
Q	průtok	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
R	reakce síly	N
Re	Reynoldsovo číslo	1
S	plocha	m^2
T	časová konstanta	s
V	objem	m^3
d	průměr	m
f	frekvence	Hz
g	gravitační zrychlení ($g = 9,80665$)	m s^{-2}
h	výška	m
i	převodový poměr	1
k	tuhost	N m^{-1}
l	délka plošiny	m
m	hmotnost	kg
m_z	měrné pohybové zatížení	kg m^{-2}
n	otáčky	rad s^{-1}
p	tlak	Pa
r	rozvor klik	m
t	čas, doba	s^{-1}
v	rychlost	m s^{-1}
vol	vzdálenost mezi čepy hydromotoru a kliky	m
w	šířka plošiny	m

α, β	úhel	$1^\circ = \left(\frac{\pi}{180}\right) \text{ rad}$
ε	regulační parametr	1
η	účinnost	1
λ	součinitel tření	1
μ	součinitel průtoku	1
ν	kinematická viskozita	$\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$
π	Ludolphovo číslo ($\pi = 3,14159$)	1
ρ	hustota	kg m^{-3}
ω	úhlová rychlost, kruhová frekvence	rad s^{-1}

Úvod

Cílem diplomové práce je navrhnout elektrohydraulický pohon plošiny. Důraz je kladen na energetickou úsporu a možnost řízení polohy. Tato plošina bude sloužit pro zvedání jevišť v divadlech. Práce byla zadána firmou OCHI Inženýring spol. s.r.o., která je u nás na špičce v oblastech vývoje a inovací elektrohydraulických pohonů pro divadla a jiné průmyslové aplikace.

Pohonných systémů pro zvedání a spouštění hmotné zátěže je celá řada. Podle návrhu řízení pohonu se odvíjí cena výrobku a také jeho náklady na provoz. V dnešní době relativně vysokých cen za elektrickou energii se vyplatí investovat do energeticky úspornějších řešení. V práci je porovnáváno z energetického hlediska ventilové řízení s objemovým řízením hydrogenerátoru, které zde bude řešeno podrobněji. Tímto, ale i kinematickým rozбором, se zabývá tato práce. Z kinematiky a následného silového rozboru je zapotřebí obdržet průběh tlaku pod pístem v průběhu zdvihu plošiny. Z tohoto pak budu vybírat ostatní hydraulické prvky obvodu, které jsou voleny na základě výpočtu v ustáleném stavu. Okrajově je zde proveden dynamický výpočet pro vlastní frekvence v obvodu, které jsou určující pro rozběh pohonu. Vlastní konstrukce plošiny je řešena jako tandemové nůžky. Nůžkové plošiny, kde jsou zdvihy vyvozované nepřímo přímočarými hydraulickými motory, jsou široce používány nejen pro jeviště orchestřiště či v divadlech, ale například i při stavbě lodí, u skladovacích terminálů a na mnoho dalších místech u různých zdvihacích zařízení. Návrh plošiny a kinematický rozbor zohledňuje propojení mechaniky s hydraulikou, čili některé rozměry jsou navrženy tak, aby nebylo zapotřebí jednak velké rozměry přímočarého hydromotoru, tak potřebný vyvozující tlak. Uspořádání zvedací plošiny může současně snížit zatížení na válce, ale taktéž rychlost a stabilitu mechanismu. Samotný hydraulický pohon se dá provést několika způsoby. Zde hraje roli způsob řízení průtoku a tomu odpovídající rychlosti vysouvání válců, potažmo samotné plošiny. Zatížená zvedací nůžková plošina vyžaduje v ideálním případě rovnoměrnou rychlost zvedání a spouštění s pozvolným rozběhem a dojížděním do koncových poloh. Dojíždění do poloh pro mechanické zajištění plošiny bude dosaženo pomocí koncových spínačů. Zvedací plošina bude mít tři mezipolohy, které budou mechanicky zajištěny kolíky. Pohyb kolíků je vyvozen přes šroubový převod elektrickými stejnosměrnými motory. Synchronizace chodu přímočarých hydromotorů bude zajištěna mechanickým paralelogramem.

1 Přehled současného stavu řešení problematiky

Obvodů pro zvedání a spouštění hmotné zátěže je celá řada. Řízení rychlosti vysouvání, respektive zasouvání pístnice je docíleno změnou průtoku, která se dá dále rozdělit na tyto tři způsoby:

- *řízení průtoku ventily (ventilové řízení),*
- *řízením průtoku změnou otáček elektrického pohonu (otáčkové řízení),*
- *řízení průtoku změnou geometrického objemu hydrogenerátoru (objemové řízení).*

Vycházím ze vzorce 1.1. Je důležité podotknout, že toto platí pro ideální stav, tj. se zanedbáním průtokových ztrát. Následně pomocí jednoduché úpravy si vyjádřím vzorec pro rychlost vysouvání pístnice.

$$Q = V_g \cdot n = S_p \cdot v \Rightarrow v = \frac{Q}{S} = \frac{V_g \cdot n}{S_p} \quad (1.1)$$

Plocha pístu, na kterou přichází tlak generovaný v hydrogenerátoru, zůstává neměnná. Z toho vyplývá důkaz, že změna rychlosti pístnice je přímo úměrná pouze průtoku. Tudíž změna rychlosti vysouvání pístnice je dosažitelná těmito možnými způsoby:

- a) vložit do obvodu odpor, tj. ventilové řízení (škrťací ventil, proporcionální rozváděč atd.),
- b) měnitelný geometrický objem hydrogenerátoru při zachování konstantních otáček,
- c) měnitelné otáčky hydrogenerátoru při neměnném geometrickém objemu.

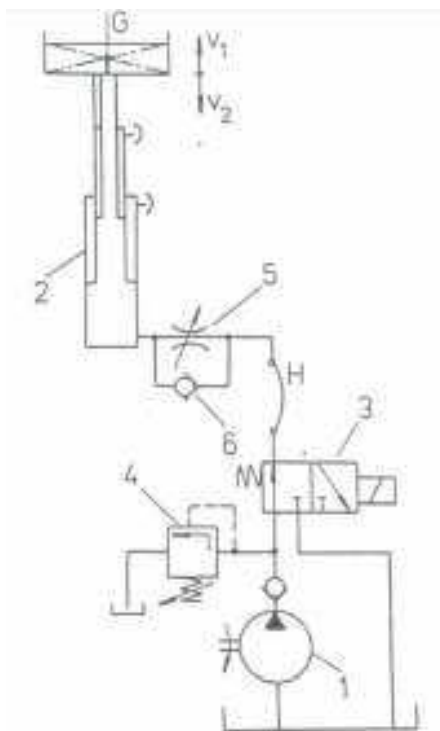
1.1 Zvedání a spouštění hmotné zátěže ventilovým řízením

Tento druh je stále nejvíce zastoupen v praxi. Klasické ventily se postupně nahrazují ventily proporcionálními, tedy říditelnými. Obecně toto řízení je velice nevhodné, poněvadž se tlakový spád na říditelných hranách rozváděče nebo škrticím ventilu proměňuje v teplo a přebytečný přepouští přes pojistný ventil.

Ventilové řízení se může dále rozdělit na:

- *klasické,*
- *proporcionální,*
- *servo.*

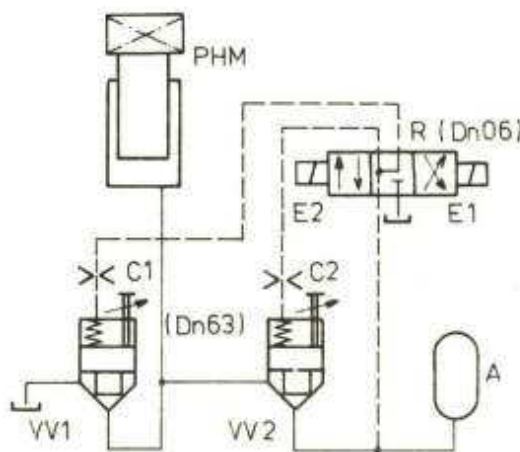
V Obr. 1.1 je vidět obvod pro zvedání a spouštění hmotné zátěže s kombinací klasického ventilu 2/2 s následným škrcením s obtokem. Škrcení je tady aplikováno na řízení rychlosti při spouštění hmotné zátěže samospádem. Při zvedání je škrticí ventil obtečen přes jednocestný ventil.



Obr. 1.1 Příklad obvodu pro zvedání a spouštění hmotné zátěže [1]

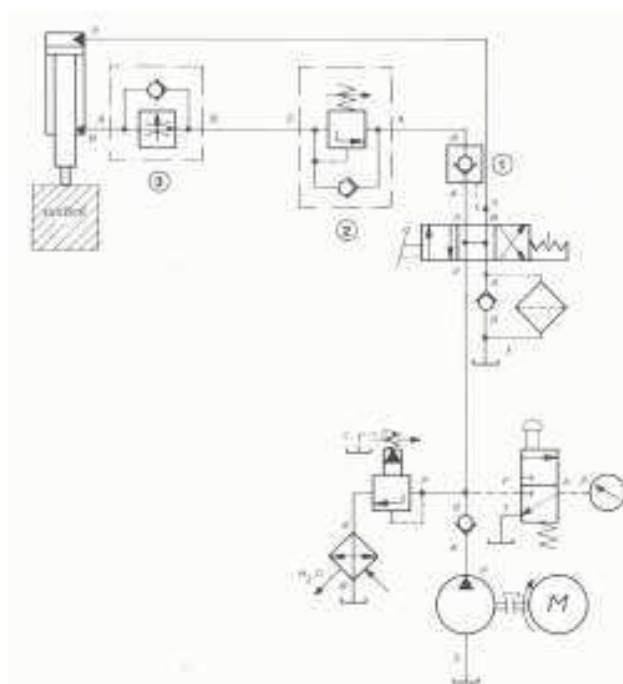
1 – hydrogenerátor, 2 – přímočarý teleskopický hydrogenerátor, 3 – rozváděč, 4 – pojistný ventil, 5 – škrticí ventil, 6 – jednosměrný ventil.

V následujícím Obr. 1.2 je vidět použití vestavných ventilů pro řízení směru průtoku. Tyto vestavné ventily jsou ovládány přes klasický rozváděč. Vestavných ventilů se používá pro velké průtoky a pro minimalizaci počtů prvků u obvodů s více funkcemi. Na Obr. 1.3 je vidět obvod se škrcením při spouštění, navíc je zde přepouštěcí ventil a hydraulický zámek pro udržení v dané poloze při vypnutí zdroje tlaku.



Obr. 1.2 Obvod s vestavnými ventily pro manipulaci s hmotnými břemeny [1]

Kde PHM – pohybující se hmotná zátěž, R – rozváděč, C1, C2 – clony, A – akumulátor, VV1, VV2 – vestavné ventily, E1, E2 – elektromagnety.

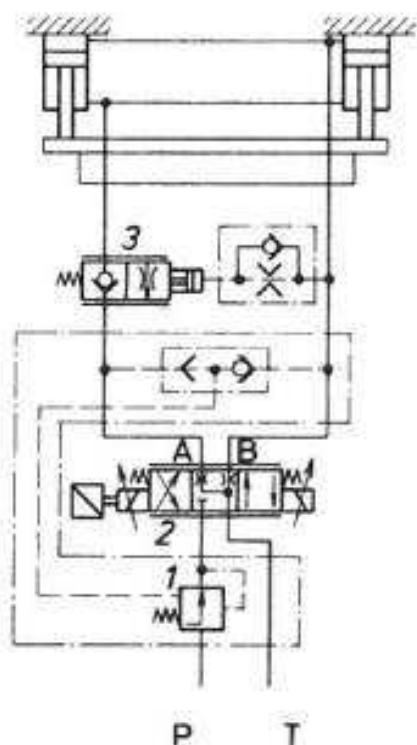


Obr. 1.3 Příklad obvodu pro zvedání a spouštění hmotné zátěže se zajištěním v zastavené poloze řízeným jednosměrným ventilem [1]

1 – řízený hydraulický zámek, 2 – pojistný ventil s obtokem, 3 – škrticí ventil s obtokem.

Systémy s proporcionálními ventily se používají převážně v otevřených řídicích smyčkách. Pro dosažení výstupního tlaku, nebo průtok, jsou řízeny elektronicky přímo úměrně přiváděnému elektrickému signálu. Nabízejí možnost reverzi řízení, dále plynulou změnu řízených parametrů a snížení počtu hydraulických prvků, potřebných pro konkrétní aplikace řízení. Proporcionální ventily jsou programovatelné clony podobně jako servoventily. Obvod s proporcionálním ventilem obecně nemá zpětnou vazbu, tudíž nemůže kompenzovat vnější narušení a stále udržuje požadovaný výstup. Proporcionální ventily jsou levnější a méně náchylné na čistotu kapaliny než servoventily.

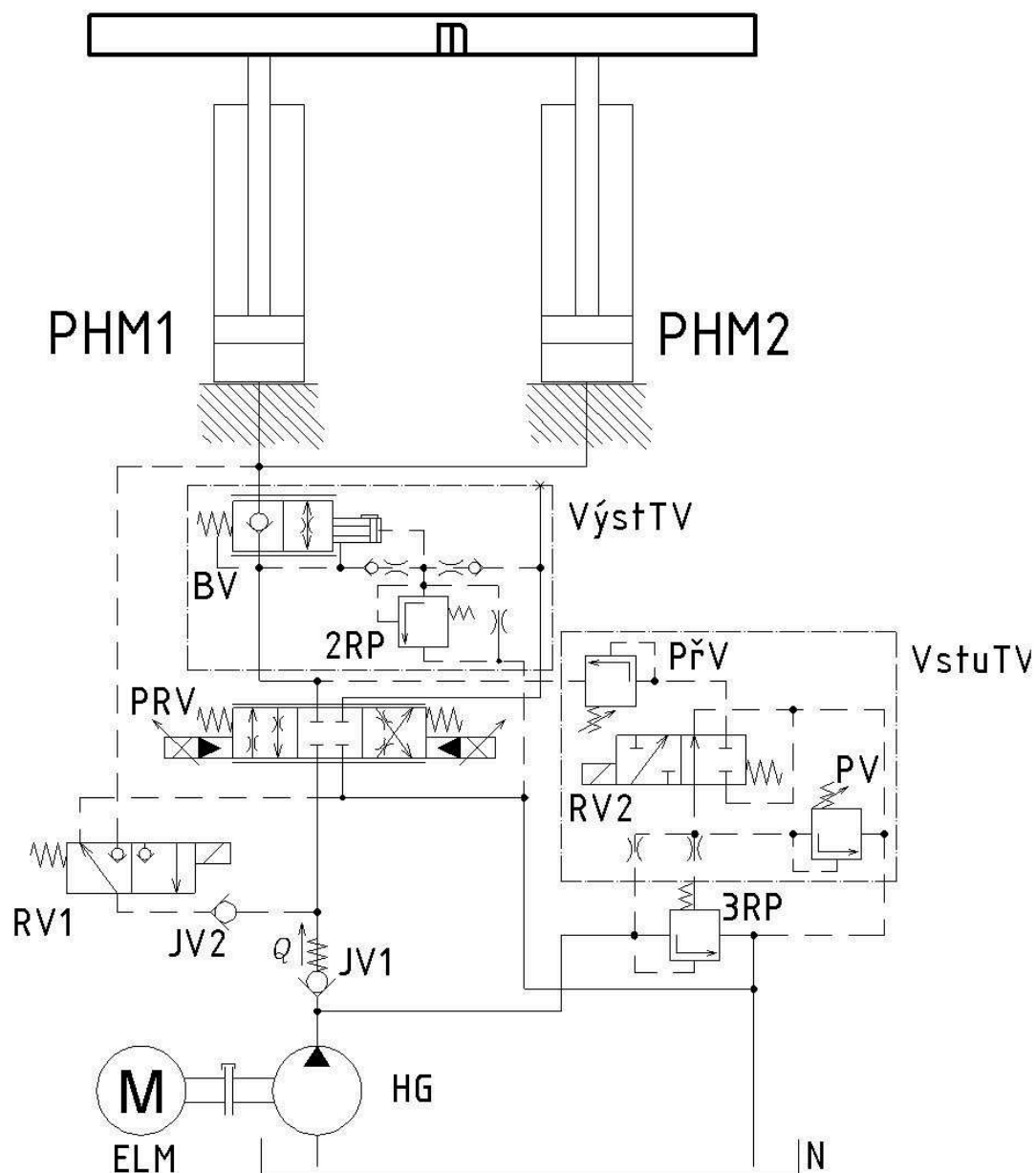
Pro daný vstup, ventil změní jediné jeho velikost pootevření clony. Proudění přes tyto clony se mění se čtvercem tlakového spádu. Jestliže obvod potřebuje přesné řízení rychlosti bez ohledu na změny od zatížení, je nezbytné použít tlakové váhy.



Obr. 1.4 Řízení pohybu přímočarého hydromotoru proporcionálním rozváděčem s brzdícím ventilem a tlakovou váhou na vstupu [3]

1 – dvoucestná tlaková váha, 2 – proporcionální rozváděč, 3 – brzdící ventil.

Výstupní tak i u výstupní tlakové váhy u obvodů s diferenciální pístnicí se musí dát pozor, aby nedošlo k multiplikaci tlaku na mezikruží. Tomu se zabrání použitím spojení vstupní tlakové váhy s brzdícím ventilem viz Obr. 1.4



Obr. 1.5 Zvedání a spouštění s kompenzacemi na vstupu i výstupu [3]

ELM – elektromotor, **RV1** sedlový 3/2 ventil, **RV2** – 4/2 ventil, **N** – nádrž, **JV1** a **JV2** – zpětný ventil, **PV** – pojistný ventil, **HG** – hydrogenerátor, **2RP** – dvoucestný regulátor průtoku, **3RP** – třicestný regulátor průtoku, **VstuTV** – vstupní tlaková váha, **VýstTV** – výstupní tlaková váha, **PřV** – přepouštěcí ventil, **PRV** – proporcionální dvojestupňový 4/3 rozváděč, **BV** – brzdny ventil, **PHM1** a **PHM2** přímočaré hydromotory

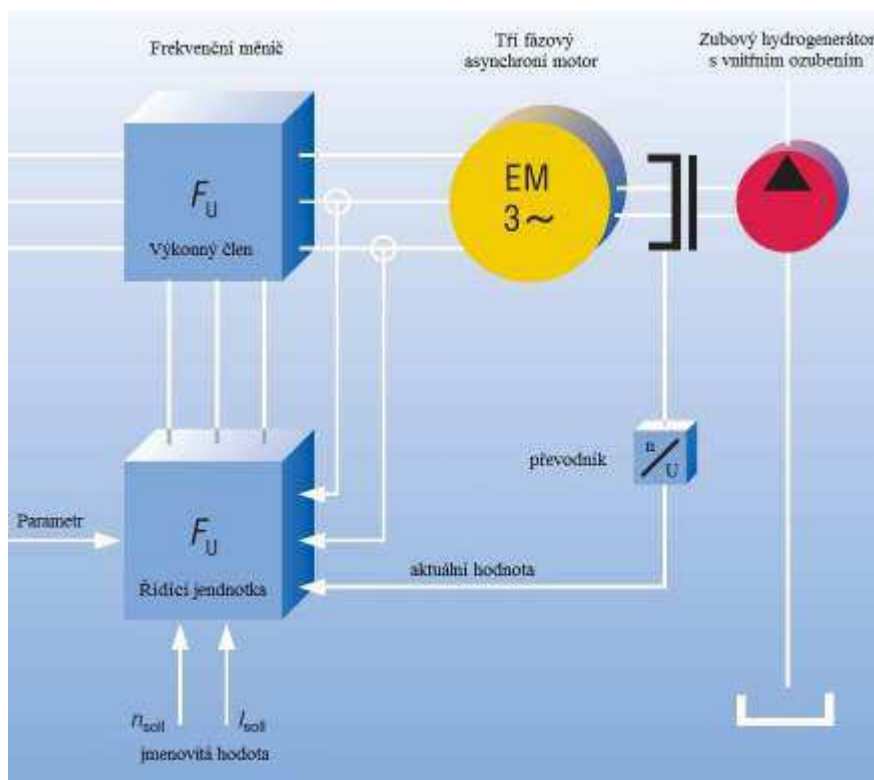
Tento příklad je použit pro řízení letištní plošiny. Obvod obsahuje tlakovou váhu na vstupu i na výstupu, díky čemuž se docílí nezávislého řízení ve všech fázích pohybu. Při zvedání je rychlost řízena přes třicestnou tlakovou váhu, a taktéž je samočinně nastaven zatěžovací tlak. U těchto obvodů, kdy je řízena jak rychlost vysouvání, tak rychlost

zasouvání pístnice. Je nutné, aby byla tlaková kompenzace jak na vstupu, tak na výstupu (viz Obr. 1.5). Proto pro další použití v této práci připadá obvod z příručky *BoschRexroth* uvedený v Obr. 1.5[3]. Jeho úpravou dostávám obvod pro nůžkovou plošinu, viz obr. 2.1

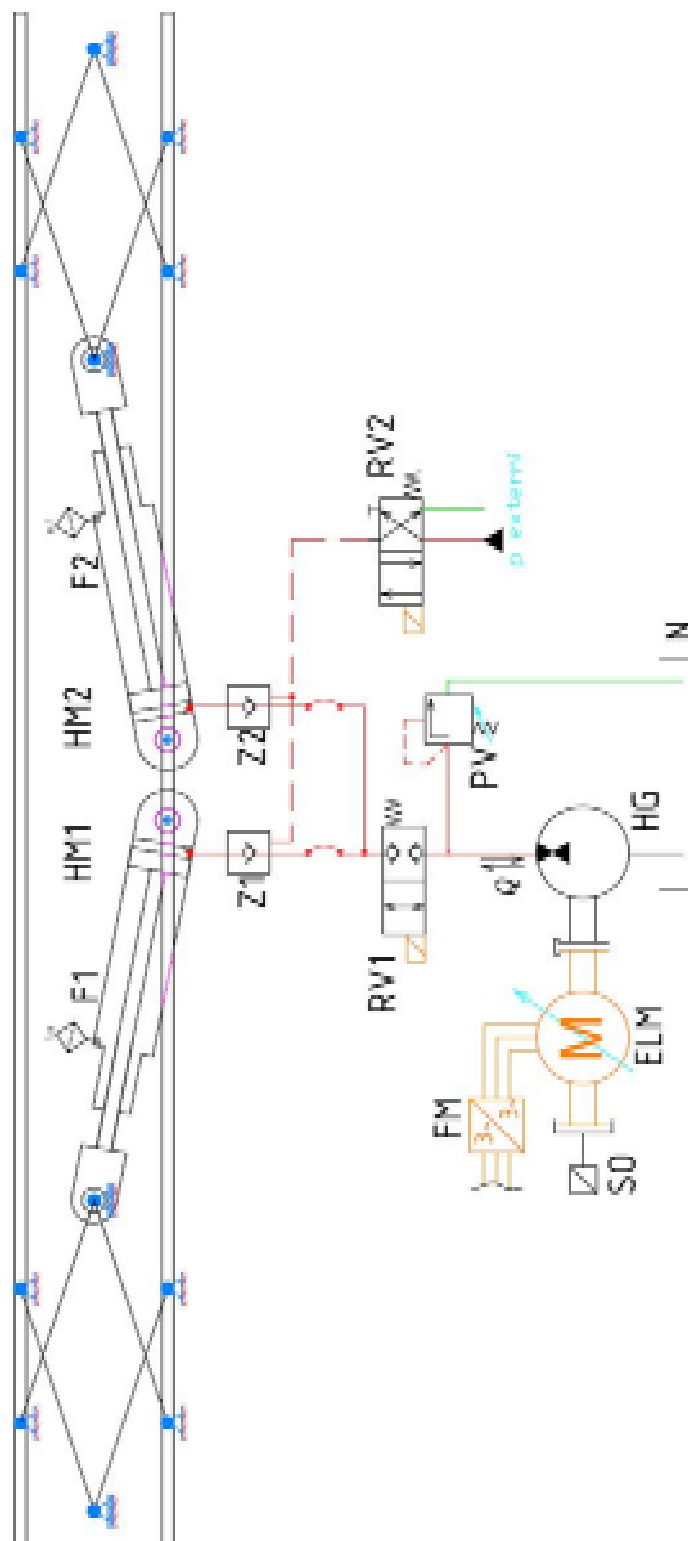
Obvody se servoventily se odlišují od obvodů s proporcionálními ventily tím, že jsou zde navíc použity zpětné vazby. Tyto zpětné vazby slouží pro zpřesnění výstupů. U obvodů pro řízení zvedání a spouštění hmotné zátěže jsou proporcionální ventily, zejména ty vícestupňové a proporcionální rychlé ventily se svou přesností dostačující.

1.2 Zvedání a spouštění hmotné zátěže řízením el. motoru

Toto řízení se dá jinými slovy také nazvat řízení otáček hydrogenerátoru. Platí většinou pro hydrogenerátory malých konstantních geometrických objemů. Elektrohydraulický pohon s řízením otáček je perspektivní princip pohonu. A to zejména díky jeho vysoké účinnosti a velkému rozsahu otáček [7]. Toto funguje díky frekvenčnímu měniči, viz Obr. 1.6, který mění střídavý proud z jedné frekvence (ze sítě) na střídavý proud o jiné frekvenci, čímž se mění otáčky elektromotoru.



Obr. 1.6 Schéma řízení otáček hydrogenerátoru pomocí frekvenčního měniče [12]



Obr. 1.7 Obvod pro použití regulace otáček
pro spouštění a zvedání hmotné zátěže [10]

FM – frekvenční měnič, **ELM** – elektromotor, **RV1** přepínací 2/2 ventil, **RV2** – přepínací 4/2 ventil, **PHM1** a **PHM2** přímočaré hydromotory, **PV** – pojistný ventil, **HG** – hydrogenerátor, **N** – nádrž. **SO** – snímač otáček

U obvodu z Obr. 1.7 je použita regulace otáček. Při zvedání plošiny se po rozběhnutí elektromotoru přivede el signál na rozváděč RV1, který se přestaví. Nyní může tlaková kapalina přes hydraulické zámky volně proudit do hydraulických válců, čímž začíná samotné zvedání plošiny. Změnou otáček elektromotoru je řízena rychlost vysouvání plošiny. Jakmile vyjede plošina do požadované polohy, nebo na koncový spínač elektromotor se vypne a rozváděč RV1 se přestaví zpátky do výchozí polohy. Pro zajištění plošiny v dané poloze nám slouží hydraulické zámky.

Při spouštění se přestaví rozváděče RV1 a RV2, čímž se dosáhne přivedení řídicího tlaku na hydraulické zámky. Po otevření hydraulických zámků se začne plošina spouštět a tlak od vlastní tíhy plošiny rozběhne čerpadlo, které nyní pracuje v motorovém režimu, neboli energie se rekuperuje zpět do elektrické sítě pro další odběr.

K nevýhodám patří pomalá odezva, ne hospodárnost při nízkých otáčkách a slabá přesnost řízení, což limituje jeho použití. Tyto nevýhody jsou způsobeny kvůli velké setrvačné hmotě soustavy motor-hydrogenerátor. Zejména kvůli pulzacím při nízkých otáčkách je použití doporučeno pro zubové generátory s vnitřním ozubením. Pulzace průtoku jsou způsobeny dvěma zdroji a to od kinematiky hydrogenerátoru (čili konečným počtem rotujících prvků) a kompresní závislosti (mrtvé objemy, netěsnosti). Obojí pulzace jsou u zubového hydrogenerátoru mimořádně nízká v porovnání s pístovými čerpadly. Další z výhod, která plyny z nízké pulzace těchto generátorů patří velice nízká hladina hluku, kdy hluk od samotného elektromotoru je podstatně vyšší.

V mnoha případech je možná činnost stroje bez použití přídavného chladiče, jelikož se hydraulická kapalina příliš nezahřívá. To vše díky snížené energetické spotřebě[11]. Nejdůležitější vlastnosti pro vysoko a středně tlaké hydrogenerátory jsou: vnitřní ozubení, kluzná ložiska, kompenzace radiálních a axiálních netěsností. Toto dává velmi malé objemové ztráty, což je důležitý požadavek pro aplikace, kde jsou řízeny otáčky. Výsledný hladký běh stroje a nízké pulzace průtoku zaručují velmi nízkou hladinu hluku zejména při nízkých otáčkách. [12].

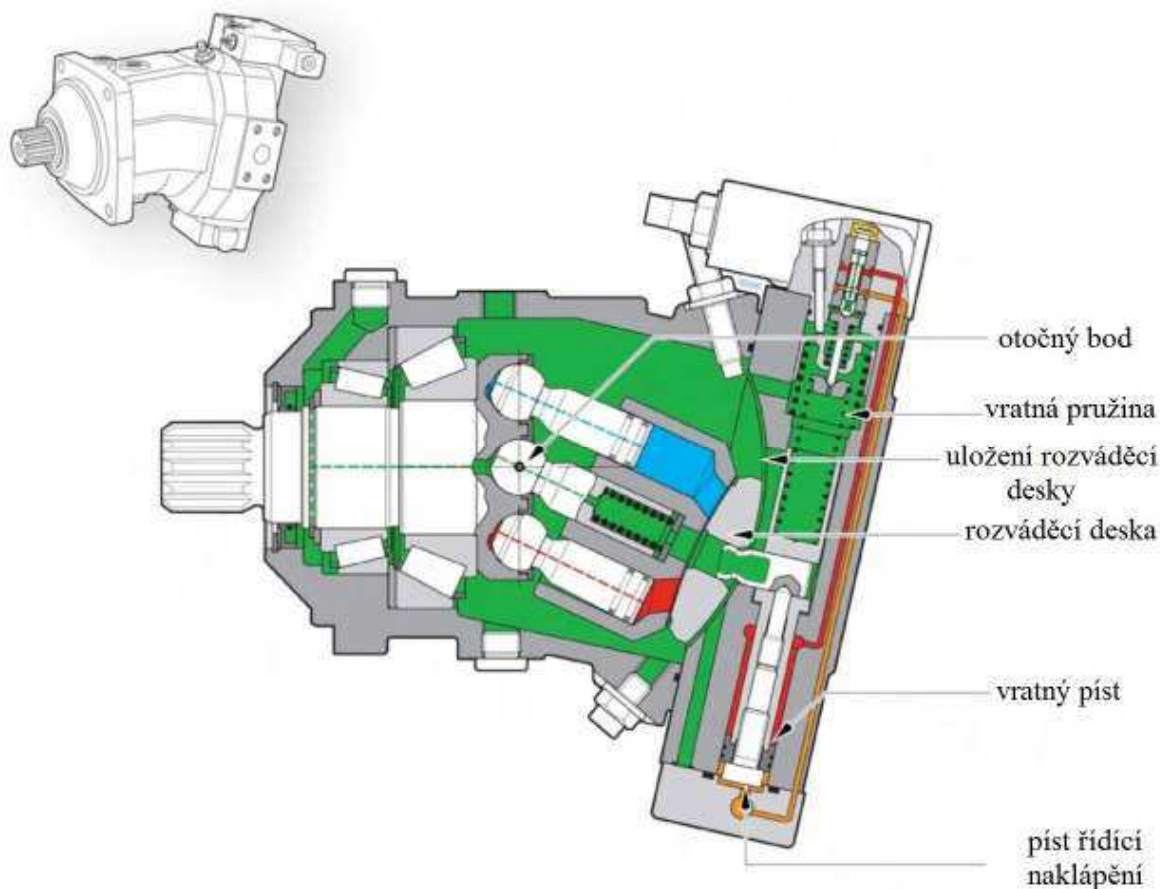
1.3 Zvedání a spouštění hmotné zátěže objemovým řízením

Regulační hydrogenerátory při porovnání s neregulačními umožňují lepší a proměnné přizpůsobení se obvodu, pokud jde o průtok a tlak. Pro různé aplikace existuje nespočet řídicích systémů, které zlepšují účinnost. Regulace objemových hydraulických motorů a hydrogenerátorů je dosažena změnou jejich geometrických objemů. Pro aplikaci zvedání a následné spouštění hmotné zátěže, umožňuje funkci rekuperace energie zpět do sítě. S ohledem na předešlé musím volit jen takové hydraulické stroje, které zvládnou fungovat jednak jako hydrogenerátor a po změně podmínek i jako motor. Když je navíc požadavek na stále stejný směr rotace hřídele pro obojí chody, je zapotřebí, aby byl stroj schopen měnit svůj geometrický objem od kladných přes nulu až k záporným hodnotám. Při zvedání hmotné zátěže a kladném geometrickém objemu a pravým smyslem otáček hnací hřídele funguje stroj jako hydrogenerátor. Naopak při spouštění, kdy funguje stroj jako hydromotor, chceme docílit pravotočivého smyslu otáčení hřídele, je tedy zapotřebí nastavit záporný geometrický objem.

1.3.1 Rozdělení regulačních hydrogenerátorů

Axiální pístové regulační hydrogenerátory

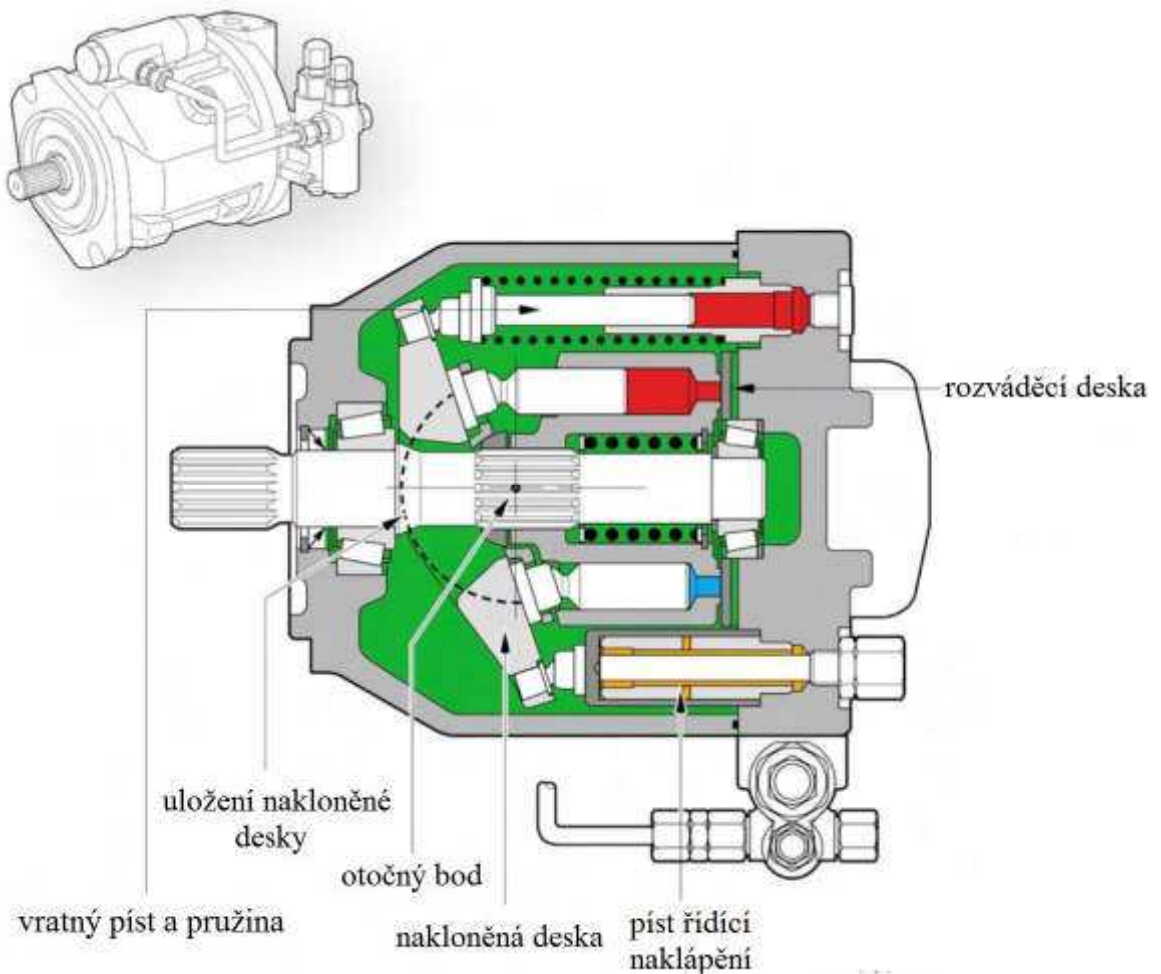
Mají na rozdíl od radiálních menší rozměry, menší hmotnost a zejména větší účinnost, při nízkém provozním tlaku. Bývají regulační i neregulační. Regulace se dá provádět ručně, elektricky a taktéž hydraulicky. Tyto hydrogenerátory můžeme ještě dále rozdělit na s hydrogenerátory s nakloněnou deskou a nakloněným blokem. Dá se říci, že u objemového řízení ve středně a vysokotlakých systémech se používají převážně axiální pístové jednotky, a to zejména v uzavřených obvodech. Dále v této práci bude připadat v úvahu pouze tento druh čerpadel.

Pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem

Obr. 1.8 Axiální pístové čerpadlo A7VO s nakloněným bokem [11]

Hydrogenerátory s nakloněným blokem jako A7VO, viz Obr. 1.8, pracují na principu, kdy hnací hřídel otáčí blokem, jehož osa je skloněna vůči ose hřídele o úhel. V rotujícím bloku se axiálně pohybují písty, jejichž zdvih je dán úhlem sklonu bloku. Pracovní kapalina je písty vedena z nízkotlaké části – vstup do vysokotlakého výstupu přes rozvodné zařízení. Úhel naklopení bloku je zde měněn regulačním zařízením, čímž dochází ke změnám geometrického objemu a tím i průtoku.

- + Na píst nepůsobí žádné příčné síly, proto se může dosáhnout velkého sklonu bloku až 45° .
- + Větší účinnost
- Nákladné provedení rozvádění oleje u regulačního provedení,
- Náročný na zástavbový prostor.

Pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou

Obr. 1.9 Axiální pístové čerpadlo A10VSO s nakloněnou deskou [11]

U hydrogenerátorů s nakloněnou deskou A10VSO, viz Obr. 1.9, nebo A4VSO, je blok s písty přímo mechanicky spojen s hnacím hřídelem. Zdvih pístů vykonávajících axiální vratný pohyb uvnitř bloku je dán sklonem nakloněné desky, o kterou se tyto písty opírají svými patními ložisky, a tudíž po ní kloužou. Kapalina je vedena z nízkotlakého vstupu prostřednictvím pístu rozvodné zařízení na tlakový výstup z hydrogenerátoru.

- + Možnost řešení s průběžnou hřídelí,
- + Cenově výhodnější než s nakloněným blokem,
- + Jednoduché vedení oleje ve skříní čerpadla.

- Působení příčných sil na píst, tím se omezuje max. úhel sklonu desky.

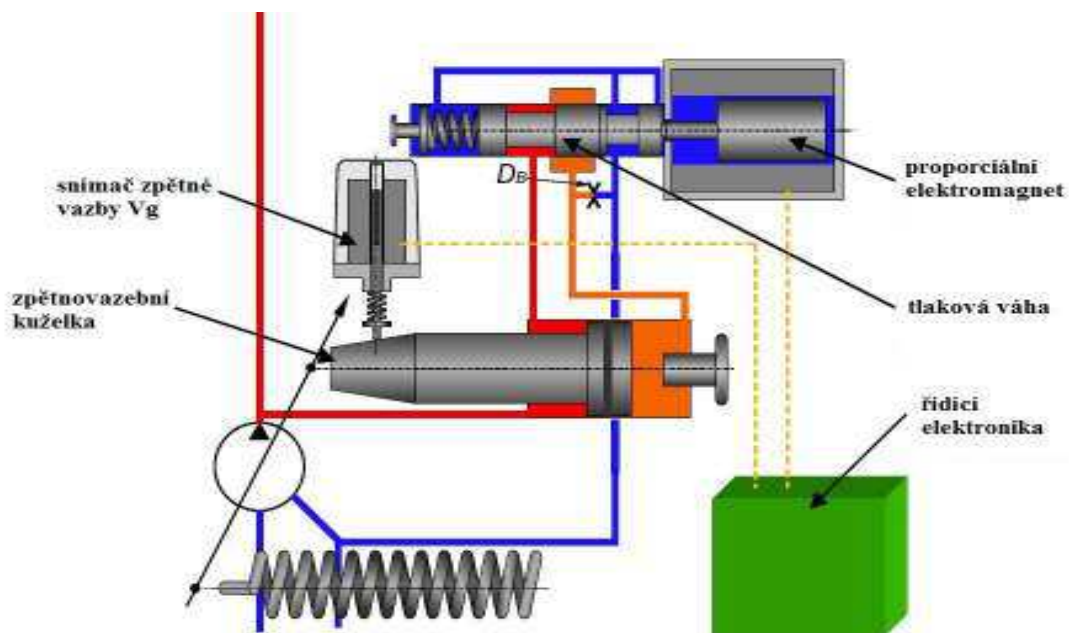
Tab. 1.3 Srovnání axiálních pístových jednotek:

Hodnotící kritérium	Nakloněná deska	Nakloněný blok
Velikost a hmotnost	<i>malá</i>	<i>velká</i>
Výroba	<i>jednoduchá</i>	<i>složitá</i>
Výrobní náklady	<i>nízké</i>	<i>vysoké</i>
Celková účinnost	<i>dobrá</i>	<i>lepší</i>
Otáčkový limit	<i>nízký</i>	<i>vysoký</i>
Citlivost na změny rychlostí	<i>necitlivá</i>	<i>citlivá</i>
Citlivost na znečištění	<i>vysoká</i>	<i>nižší</i>
Hluk	<i>vysoká</i>	<i>vysoká</i>
Sací vlastnosti	<i>slabší</i>	<i>dobrá</i>
Řízení	<i>výborné</i>	<i>dobré</i>
Průběžná hřídel	<i>možné</i>	<i>nemožné</i>
Životnost	<i>dlouhá</i>	<i>kratší</i>
Zátěž na hřídeli	<i>nižší</i>	<i>vyšší</i>

Princip proporcionálního řízení geometrického objemu:

Elektro-proporcionální řízení čerpadla funguje na principu, kde úhel naklopení desky je přímo úměrný velikosti napětí přivedeného na elektromagnet. Proporcionální řízení umožňuje přímé nastavení šikmé desky, a tudíž hladké a opakovatelné řízení geometrického objemu čerpadla. Výstupní velikost průtoku může být nastavena, aniž by ho ovlivňoval současný tlak v systému. Přesnost, se kterou může být výstupní průtok nastaven, je silně závislá na kvalitě použitého proporcionálního ventilu. Nejvyšší přesností může být dosaženo, jestliže je zpětná vazba od polohy šikmé desky elektronická. Zde je, jako zpětnovazební snímač, použit indukční snímač *LVDT* (Linear Variable Differential Transformer), který je velice přesný a používá se taky např. u většiny regulačních proporcionálních ventilů. V řídicí elektronice, viz Obr. 1.10, je porovnávána požadovaná hodnota se zpětnou vazbou a posílá napěťový signál na proporcionální magnet, který nastavuje naklopení desky. Tlaková váha je zde k navrácení šikmé desky do nulové polohy, když je dosažen nastavený tlak na tlakové váze.[11 a 13]

Hospodárnosti je zde dosaženo tím, že hodnotu výstupního tlaku určuje jen tíha od zatížení spolu se silou pro překonání pasivních odporů.

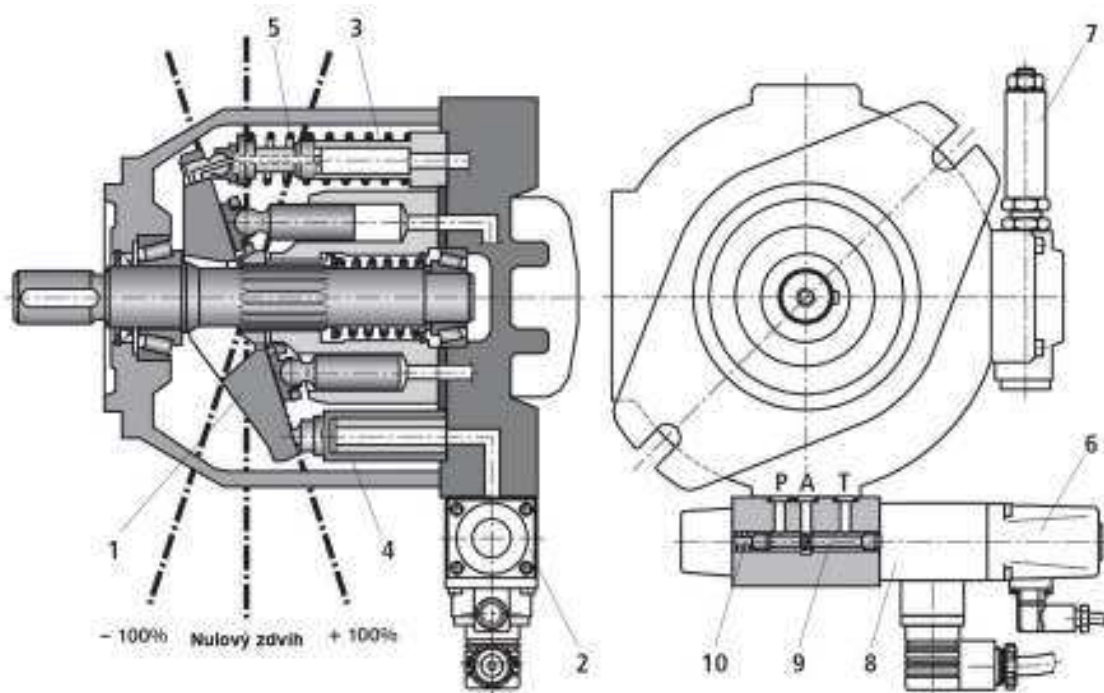


Obr. 1.10 Princip elektro proporcionální řízení čerpadla [13]

Použitá regulace:

Zdrojem tlakové kapaliny volím regulační hydrogenerátor fy. *Bosch Rexroth* s regulací typu *SYDFEE*. Rychlost vysouvání pístnic, resp. zvedání zátěže je řízena tímto hydrogenerátorem. Změna geometrického objemu uvedeného hydrogenerátoru (Obr. 1.11) se odvíjí od zvětšení (zmenšení) úhlu naklonění šikmé desky. Úhel naklonění šikmé desky nabývá u tohoto hydrogenerátoru jednak kladné hodnoty (funkce hydrogenerátoru), ale i záporné hodnoty (funkce hydromotoru). Když se hydrogenerátor uvádí do provozu, je nakloněna deska ustavena v pozici 100% pomocí pružiny 5. Při zanedbání objemových ztrát odpovídá nulovému úhlu vyklopení šikmé desky nulový průtok.

Při spouštění zátěže se pístnice hydromotorů zasouvají. Aby bylo možné zátěž spouštět, je nutné kapalinu z prostoru pod pístem odvádět. K tomuto účelu je použit opět uvedený regulační hydrogenerátor, avšak ve funkci hydromotoru. Prakticky je tato změna provedena překlacením regulační desky do záporných hodnot úhlů naklonění desky, čímž dojde k záměně strany sání a výtlaču. Jinými slovy je také možné říci, že v režimu spouštění je nutné brzdít vysouvající se pístnici. V této fázi se tedy přímo nabízí možnost rekuperace polohové potenciální energie zátěže, přičemž k brzdění je použit asynchronní elektromotor v generátorovém režimu. [11]

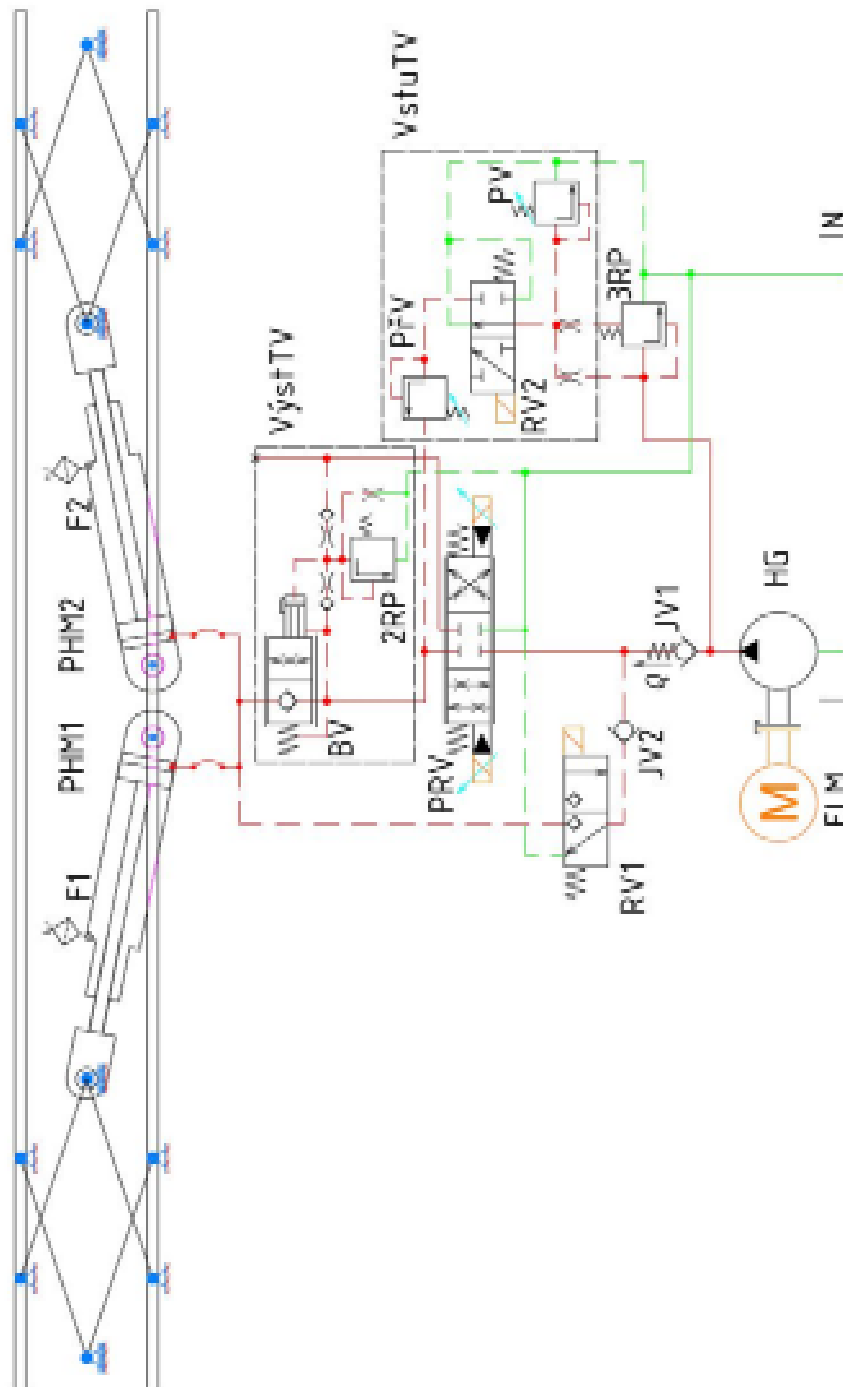


Obr. 1.11 Řez regulačním axiálním pístovým hydrogenerátorem s nakloněnou deskou s regulací SYDFEE [11]

1 – nakloněná deska, 2 – elektricky řízený proporcionální rozváděč, 3 – proti píst, 4 – ovládací píst, 5 – pružina, 6 – indukční snímač polohy šoupátka, 7 – převodník polohy, 8 – proporcionální elektromagnet, 9 – řídící šoupátko, 10 – pružinka.

2 Návrh alternativ řešení

2.1 Pohon s ventilovým řízením



Obr. 2.1 Navrhovaný obvod pro ventilové řízení

ELM – elektromotor, *RV1* sedlový 3/2 ventil, *RV2* – 4/2 ventil, *N* – nádrž, *JV1* a *JV2* – zpětný ventil, *PV* – pojistný ventil, *HG* – hydrogenerátor, *2RP* – dvoucestný regulátor průtoku, *3RP* – třicestý regulátor průtoku, *VstuTV* – vstupní tlaková váha, *VýstTV* – výstupní tlaková váha, *PřV* – přepouštěcí ventil, *PRV* – proporcionální

dvojstupňový 4/3 rozváděč, **BV** – brzdňý ventil, **PHM1** a **PHM2** přímočaré hydromotory, **F** – filtr.

Z důvodu požadavku na řízení rychlosti jednak při spouštění, tak i pro zvedání plošiny pro různá zatížení je nutno použít tlakové váhy jak na vstupu, tak na výstupu. Proto v použití připadá obvod z příručky *Bosch Rexroth* uvedený již v Obr. 1.5 Jeho úpravou dostávám obvod pro nůžkovou plošinu, viz Obr. 2.1. Schéma ve zvětšené podobě, je k mání v Příloze č.3

U ventilového řízení, viz Obr. 2.1, je dosaženo hospodárnosti i přes to, že je použito konstantní čerpadlo, tedy bez regulace (neregulační). Hospodárnosti je zde docíleno tím, že třicestný regulátor průtoku při zdvihu samočinně nastaví potřebný tlak. Ten je jen o něco vyšší, nežli vyžaduje zátěž. Zatěžující síla může být v tomto případě proměnná, a tlak se tomu díky třicestnému regulátoru průtoku vždy automaticky nastaví. S toho plyne i výhoda, že při nevykonávání zvedání čerpadlo přepouští zpátky do nádrže téměř beze ztrát. A při spouštění se může čerpadlo dokonce úplně vypnout, poněvadž řídicí tlak potřebný pro otevření brzdícího ventilu se dostane od samotné tíhy plošiny, po přestavení sedlového rozváděče. Zároveň se přestavuje proporcionální rozváděč, který řídí rychlost spouštění.

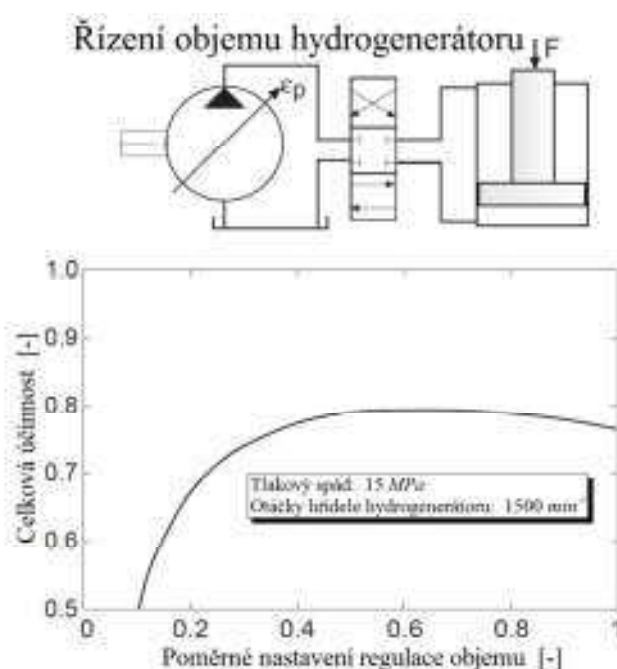
2.2 Objemové řízení

Jako čerpadlo pro navrhovaný obvod s objemovým řízením, viz Obr. 2.2, je použito regulační pístové axiální čerpadlo *A10VSO* s regulací *SYDFEE*. Při režimu zvedání řídicí píst naklání desku čerpadla do kladného naklonění desky, čímž se přivede kapalina pod písty válce. Těsně před hydromotory olej ještě protéká přes řízené zpětné ventily ŘJV (zámký), které jsou při zvedání vždy volně průtočné.

Při režimu spouštění zátěže je zapotřebí nejprve uvolnit mechanické zajištění. Následně je třeba otevřít zámek. Řídicí tlak pro otevření zámku použiji z tlaku, který generuje svou tíhou samotná plošina. Aby nedošlo k rázovému tlakovému skoku do řídicí větve zámku, je před něj vložena clona. Následně se zároveň přestaví oba rozváděče RV, čímž se přivede řídicí tlak na hydraulický zámek, který se otevře. Plošina se spouští vlastní váhou. Naklopením desky čerpadla se řídí rychlost spouštění plošiny. Pro spouštění je pro zjednodušení naprogramována stejná rampová funkce jako při režimu zvedání.

3 Energetické porovnání

V Obr. 3.1 je zobrazen průběh účinností pro objemové řízení. Průběh je zobrazen pro tlakový spád 15 MPa , při otáčkách 1500 min^{-1} . Účinnost je zde porovnávána v závislosti na poměrném nastavení objemu, čili poměru maximálního geometrického objemu čerpadla k jeho aktuální hodnotě nastavení. Stejný poměr platí pro poměr naklonění desky jen v jednom směru od počátečního do maximálního možného vyklonění, proto je ve schematickém obvodu znázorněn jednoduchý rozváděč, který slouží pro změnu směru průtoku v obvodu.

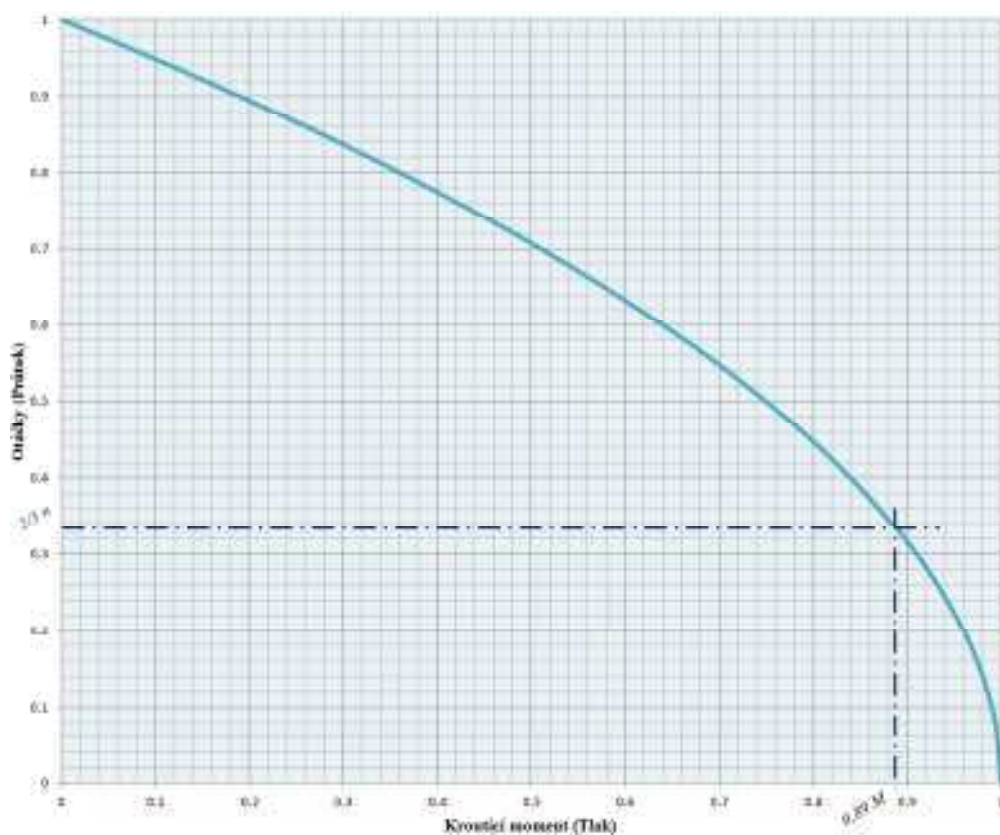


Obr. 3.1 Průběh účinnosti objemového,
v závislosti na poměrném naklonění desky [7].

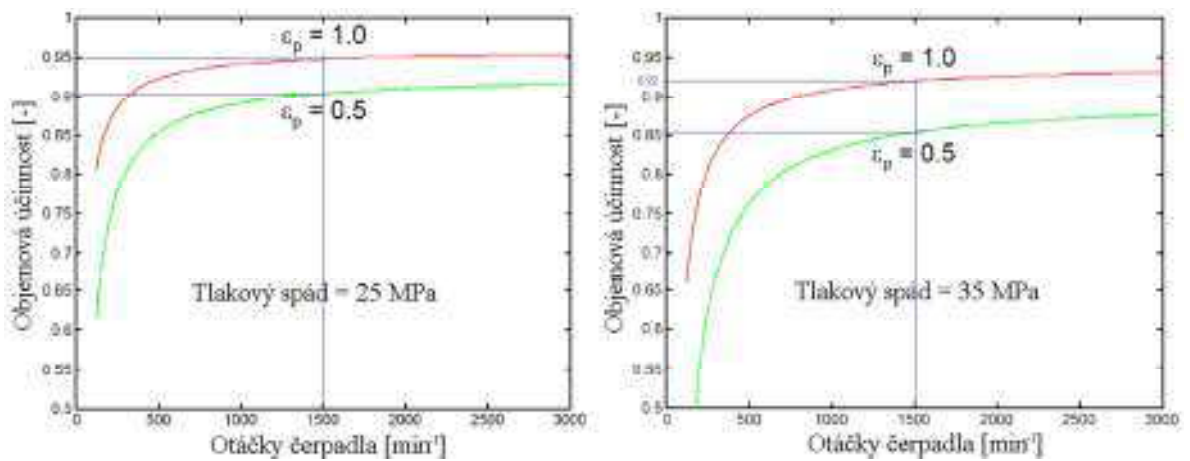
Z Obr. 3.1 pro elektro-hydraulické řízení geometrického objemu můžu říci, že při optimálních podmínkách se dosahuje až $2/5$ účinnosti. Pro objemovou regulaci řízenou elektronicky se nabízí typ regulace FE1. Avšak pro zvýšení hospodárnosti je vhodnější použít regulaci na konstantní výkon DFE1 (shodné se SYDFEE). Kde se průtok řídí nakloněním šikmé desky od nuly do maxima. A tlak se nastaví podle síly, která vznikne od zatěžující síly ve válci, plus síly pro překonání pasivních odporů, čímž se docílí ještě vyšší účinnosti. Z Obr. 3.3 a Obr. 3.4, je patrné, že zvýšení účinnosti se dá dosáhnout ještě snížením tlaku v systému, v poslední řadě pak použitím oleje s nižší viskozitou, neboli pohybovat se teplotním rozsahu pro optimální viskozitu oleje.

Při srovnání objemového řízení s ventilovým řízením s ohledem na účinnost, je zde přízeň pro řízení objemové. U klasického ventilového řízení, tj. škrcením se dosahuje u optimálních podmínek jen maximální hodnoty účinnosti 0,38 [1]. U ventilového řízení s regulací na konstantní tlak, se dosahuje vyšší účinnost. Některá literatura udává pouze 2/3 účinnost [1]. Lze dosáhnout i ještě vyšší účinnosti, ale jen u velice nízkých otáček, čemuž však odpovídají velmi malé výkony, viz Rov. 3.1 a Obr. 3.2. Výkon klesá s rostoucím tlakem rapidně, jelikož průtok klesá kvadraticky. Větší tlakový spád na proporcionálním rozvaděči na druhou stranu zlepšuje dynamiku systému, což je výhodné při rozběhu.

$$Q = \mu \cdot S_{CL} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p}{\rho}} \quad (3.1)$$

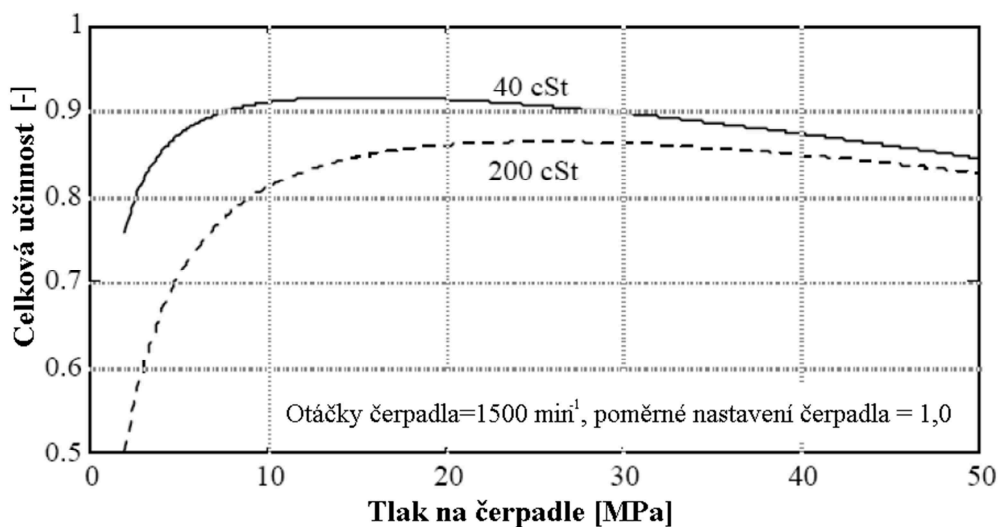


Obr. 3.2 Tlakově průtoková charakteristika pro obvod řízený ventilem



Obr. 3.3 Objemové účinnosti pro tlaky na čerpadle 25 MPa a 35 MPa [7]

Obrázek Obr. 3.3 ukazuje objemové účinnosti pístového čerpadla s nakloněnou deskou. Z obrázků je patrné, že s klesajícím tlakem klesají objemové ztráty. Je to i logické, poněvadž s nižším tlakem budou klesat i průsaky. Za povšimnutí však stojí, že s klesajícím tlakovým spádem klesá rozdíl mezi účinností pro velikost naklonení šikmé desky.



Obr. 3.4 Celková účinnost pístového čerpadla s nakloněnou deskou pro viskozitu 40 cSt a 200 cSt [7]

Z dalšího grafu se dá vyčíst už celková účinnost čerpadla s nakloněnou deskou. Graf také ukazuje účinnost pro předpokládanou startovací viskozitu, které je 200 cSt, neboli $2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$

Porovnání pro jednotlivé režimy:

Tab.3.1 Energetické srovnání pro režim zvedání

Režim zvedání zátěže		
	Objemové řízení	Ventilové řízení
Přivedený výkon	100	100
Účinnost	90%	66,7%
Ztrátový výkon	10	33,3

Tab. 3.2 Energetické srovnání pro režim spuštění

Režim spouštění zátěže		
	Objemové řízení	Ventilové řízení
Výkon od spouštění plošiny	100	100
Účinnost	90%	0%
Ztrátový výkon	10	100
Znovu využitelný výkon	90	0

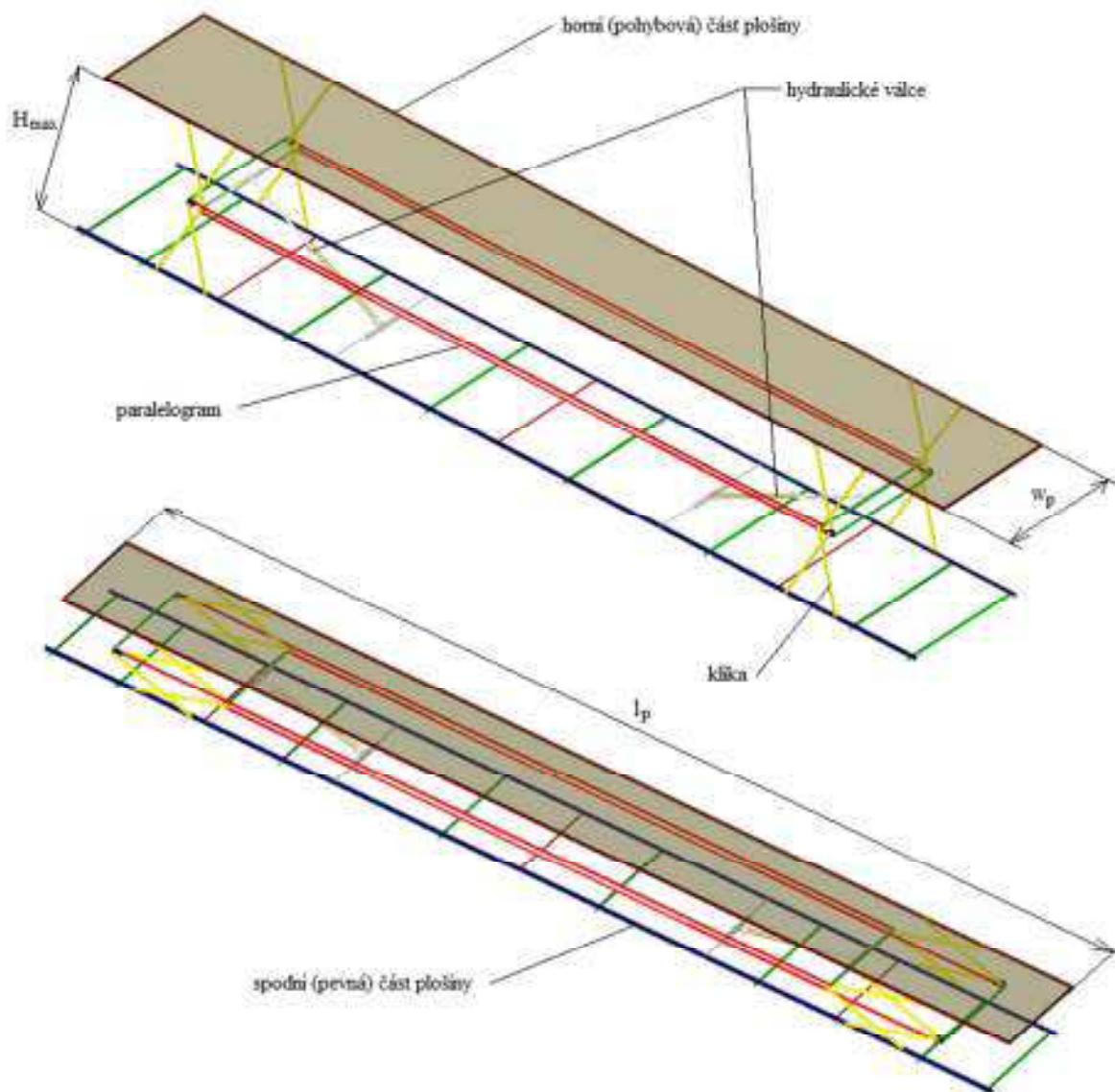
Tab. 3.3 Výsledné energetické srovnání:

Energetické ztráty		
	Objemové řízení	Ventilové řízení
Zvedání	-10 %	-33 %
Spuštění	-10 %	-100%

Při spouštění je možno využít potenciální energie plošiny. U ventilového řízení se však veškerá energie maří. Což je hlavní nedostatek u hospodárnosti těchto systémů. Další nevýhodou je, že pro vyvození stejné síly na píst potřebují větší tlak a tomu odpovídající výkon, který je oproti ventilovému přibližně $1,3\times$ větší. Energie k rekuperaci energie zpět do sítě se dá využít jen u objemového řízení. Což je přibližně 90% z přivedeného výkonu. Tento výkon je potom k dispozici pro další cyklus.

4 Výpočet a specifikace obvodu

4.1 Kinematický výpočet



Obr. 4.1 Pohled na 3D modely plošiny:
nahore plně vysunutá, dole je ve složeném stavu

U kinematického výpočtu, kde je hlavní úlohou zjistit sílu, respektive tlak pod písty válců v průběhu jejich zdvihu.

Zadané parametry:

Pro výpočet v ustáleném stavu беру nejvyšší možné parametry. Výpočty tedy kontrolují vždy tu nejhorší variantu řešení. V mém případě pro dimenzování hydraulických přímočarého motoru (dále jen válec), a průběhu rychlosti zvedání horní části plošiny byla vzata samotná tíha pohybující se plošiny $F_p = 7 \cdot 10^4 \text{ N}$ plus maximální měrné pohybové zatížení $m_z = 200 \text{ kg m}^{-2}$. Důležité také je, aby při rovnoměrném vysouvání válce nebyla rychlost vysouvání samotné plošiny vyšší, než maximální zadaná rychlost $v_{PP_max} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Toto je z důvodu bezpečnosti, jelikož plošina bude zvedat také lidi. Posledním kritériem je, aby plošina ve složeném stavu měla nejlépe co nejmenší výšku.

Dalšími známými parametry plošiny jsou (viz Obr. 4.1):

- délka plošiny $l_p = 12 \text{ m}$,
- šířka plošiny $w_p = 2 \text{ m}$,
- maximální výška vysunuté plošiny $H_{max} = 1,5 \text{ m}$.

Doplňující rozměry

Při vlastním návrhu plošiny bylo zapotřebí zvolit některé doplňující rozměry, tzv. volené parametry. Tyto a další rozměry k následnému výpočtu jsou zobrazeny v Obr. 4.2. Zvětšená schémata ta ke kinematickému a silovému výpočtu jsou také k nalezení v Příloze č.1. Níže jsou uvedeny hodnoty pro volené (již zoptimalizované) parametry:

- minimální výška kliky ve složeném stavu plošiny $h_{min_2} = 0,38 \text{ m}$,
- rozteč klik uchycených v rámu $r = 0,7 \text{ m}$,
- minimální rozteč klik uchycených v paralelogramu $p_{min} = 0,2 \text{ m}$,
- vzdálenost oka válce k nejbližší klice $vol = 2,44 \text{ m}$,
- průměr pístu $d_p = 0,2 \text{ m}$.

Volené parametry zásadně ovlivňují průběhy sil a rozměry samotného mechanismu. Jejich vhodnou volbou lze snížit/zvýšit sílu působící na válec hydromotoru. Pro jejich správnou volbu, řekněme tomu hrubou optimalizací, kdy bylo zkoušeno, jak zapůsobí změna jednoho či kombinací více volených parametrů na průběh síly ve válci. Na jednu stranu je zapotřebí, aby bylo dosaženo co nejmenší síly na válec, ale na straně druhé, tj. když zajedu, dá se říct do extrému, dostanu za výsledek abnormální zdvih pístu a plošina

by byla navíc ve složeném stavu až příliš vysoká. Rovněž samotné kliky by se razantně prodloužily, což by vedlo k zvýšenému namáhání a pravděpodobně také k nutnosti zvětšit jejich průřez. Zvětšením délek a případných průřezů by se mi zvětšila samotná hmotnost plošiny, a tím by se zvětšila síla působící na píst válce, byť nepatrně. Detailní studie mnou volených parametrů vzhledem k jejich množství je nad rámec mé diplomové práce. V případě budoucího řešení tohoto problému by bylo určitě vhodné provést numerickou optimalizaci například v programu *Creo/ProEngineer* nebo v *Catii*.

Ostatní výpočet byl proveden v programu *Matlab* jednak z důvodu počáteční časté změny a optimalizace volených parametrů, ale také z důvodu obdržení grafických výstupů požadovaných průběhů sil a tlaků, v závislosti na zdvihu pístu válce.

V mém řešení bude použito jen jednočinného válce, jelikož při použití dvojčinného válce v diferenciálním zapojení se zmenší účinná plocha pro vyvození zvedací síly. Toto by vedlo buď k podstatnému navýšení tlaku, což je v divadelní technice nepřijatelné, nebo ke zvětšení pístu a tomu odpovídající zvětšení pístnice. Na druhou stranu se dá ale použitím diferenciálního zapojení snížit průtok potřebný od čerpadla.

Následný výpočet rozměrů a sil je odvozen z kinematického schématu, který je zobrazen v Obr. 4.2. Maximální síla se skládá z vlastní tíhy plošiny plus měrného pohybového zatížení, které je bráno, že působí na celou nosnou plochu plošiny rovnoměrně.

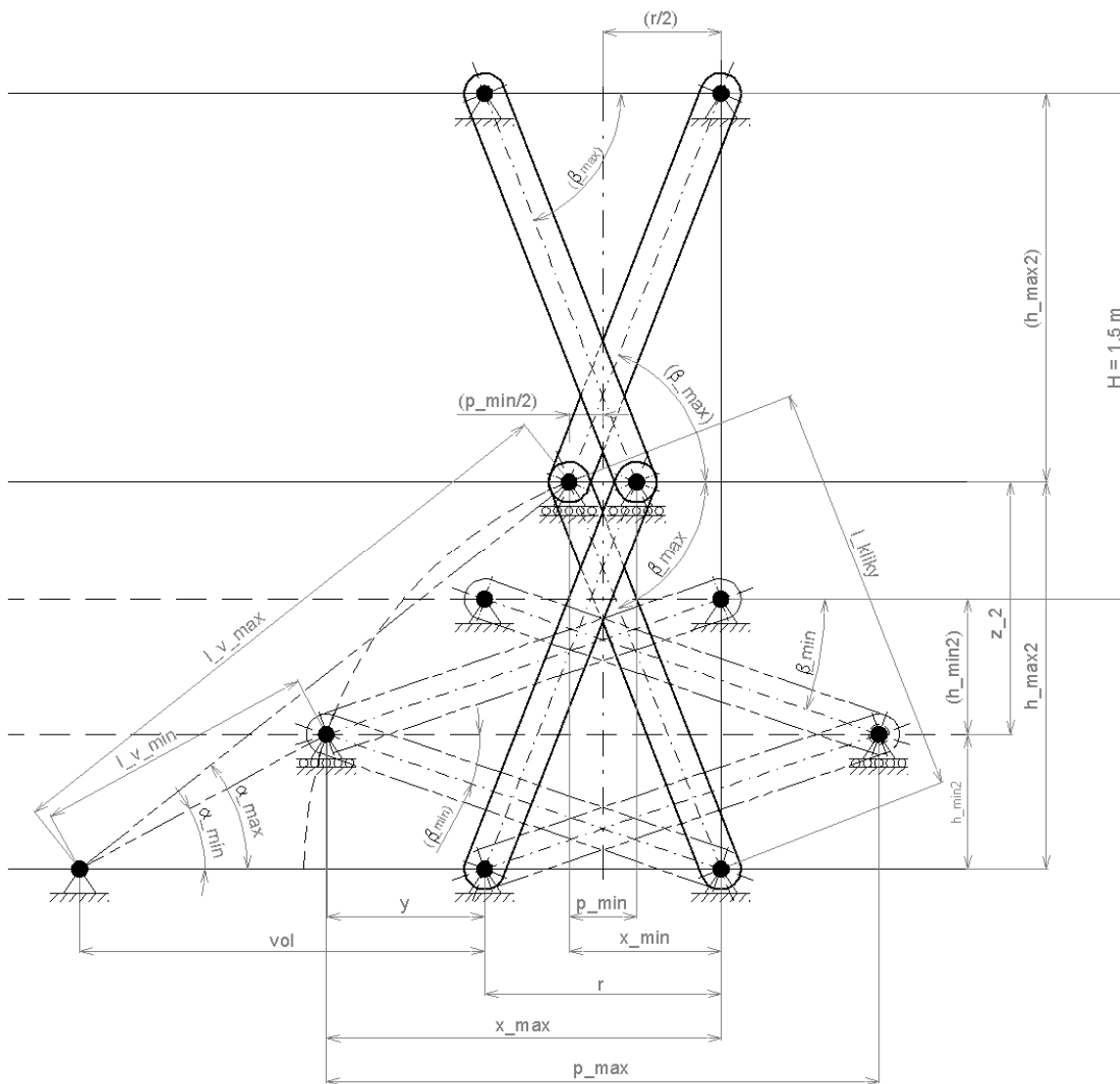
Nosná plocha plošiny S_{PL} :

$$S_{PL} = l_p \cdot w_p = 12 \cdot 2 = 24 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

Celková síla F_C , od plně zatížené plošiny:

$$F_C = F_p + S_{PL} \cdot m_z \cdot g = 70 \cdot 10^3 + 24 \cdot 200 \cdot 9,81 = 117\,088 \text{ N} \quad (4.2)$$

Tato celková síla je pak rozložena do osmi klik a část se promítne jako reakce do čepu uložení kliky v horní části plošiny. Toto je ale spočteno až dále. Ze zadaných a volených rozměrů byla nejprve vypočtena délka kliky a jí předcházejících rozměrů.



Obr. 4.2 Schéma ke kinematickému výpočtu

Vertikální síla na jednu kliku F_K , při předpokladu rovnoměrného zatížení

$$F_K = F_{R_K} = \frac{F_C}{8} = 14636 \text{ N} \quad (4.3)$$

Maximální zdvih poloviny plošiny $h_{\max 2}$

$$h_{\max 2} = \frac{H_{\max}}{2} + h_{\min 2} = 0,75 + 0,38 = 1,13 \text{ m} \quad (4.4)$$

Zdvih poloviny plošiny z_2

$$z_2 = h_{\max 2} - h_{\min 2} = 1,13 - 0,38 = 0,75 \text{ m} \quad (4.5)$$

Průmět kliky do osy x minimální x_{\min}

$$x_{\min} = \frac{r}{2} + \frac{p_{\min}}{2} = \frac{0,7}{2} + \frac{0,2}{2} = 0,45 \text{ m} \quad (4.6)$$

Délka kliky l_K

$$l_K = \sqrt{h_{\max 2}^2 + x_{\min}^2} = \sqrt{1,13^2 + 0,45^2} = 1,2163m \quad (4.7)$$

Dále jsou vypočteny maximální a minimální vysunutí pístu válce, z jehož rozdílu nám plyne výsledný zdvih pístu válce.

Průmět kliky do osy x maximální x_{\max}

$$x_{\max} = \sqrt{l_K^2 - h_{\min 2}^2} = \sqrt{1,2163^2 - 0,38^2} = 1,155m \quad (4.8)$$

Převis kliky y

$$y = x_{\max} - r = 1,155 - 0,7 = 0,455m \quad (4.9)$$

Osová vzdálenost mezi oky zasunutého válce $l_{V_{\min}}$

$$l_{V_{\min}} = \sqrt{h_{\min 2}^2 + (vol - y)^2} = \sqrt{0,38^2 + (2,44 - 0,455)^2} = 2,021m \quad (4.10)$$

Osová vzdálenost mezi oky vysunutého válce $l_{V_{\max}}$

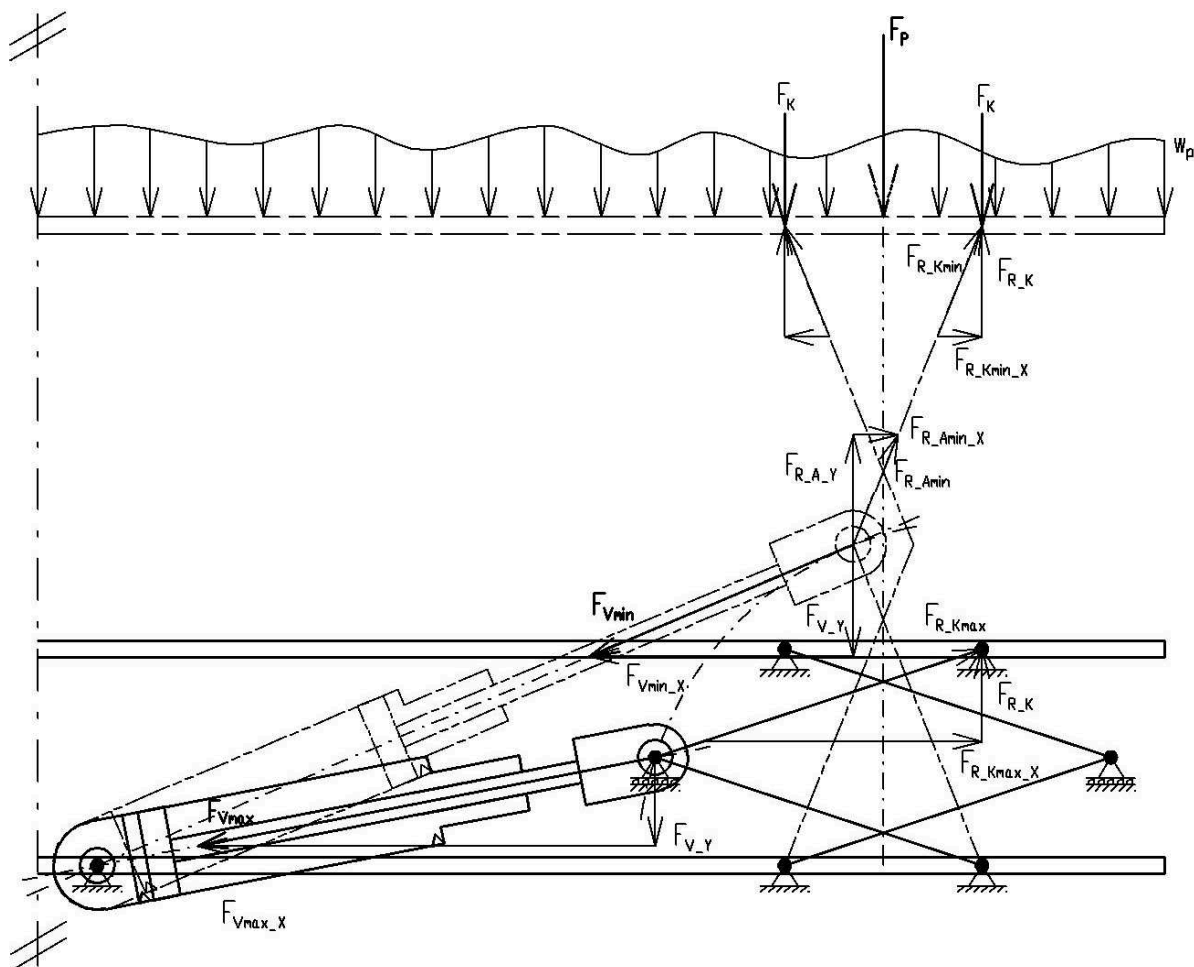
$$l_{V_{\max}} = \sqrt{h_{\max 2}^2 + (vol + (r - x_{\min}))^2} = \sqrt{1,13^2 + (2,44 + (0,7 - 0,45))^2} = 2,918m \quad (4.11)$$

Zdvih pístu válce z_V

$$z_V = l_{V_{\max}} - l_{V_{\min}} = 2,918 - 2,021 = 0,897m \quad (4.12)$$

Pro obdržení skutečného tlakového průběhu ve válci je nutno zvolit nebo vypočítat průměr pístu válce. Vycházím podle tlaků, které se v divadelní technice obvykle pohybují do 16 MPa [3]. Z maximálního tlaku 16 MPa jsem si vypočetl předběžný průměr pístnice. Z něj pak volil nejbližší vyšší válec z katalogu výrobce Bosch Rexroth o průměru pístu 200 mm s průměrem pístnice 125 mm a s velikostí zdvihu pístu 1000 mm. Válec však nebude dojíždět z obou stran do krajních poloh. Na obou stranách zůstane nečinná mezera 50 mm. Tohoto je docíleno mechanickým omezením pohybů. Válec je volen jako jednočinný s odfukem z mezikruží přes filtr do atmosféry. Tudiž plocha pístu je současně činnou plochou, na kterou působí tlak a vyvozuje sílu na zvedání plošiny. V úvahu připadá také použití diferenciálního zapojení válce, kdy objem kapaliny z prostoru nad mezikruží přitéká zpět do prostoru pod pístem. Tím se nám však sníží potřebný průtok, ale na druhou stranu činná plocha, na kterou působí tlak, zůstane jen průřez pístnice. Kvůli tomuto, by však dříve spočtený tlak pro plný průřez pístu nebyl dostačující pro vyvození takové síly, čili plošina by se nezvedla. Tomu by dalo předejít zvýšením potřebného tlaku na zdroji, což je v divadelní technice už nepřijatelné. Druhá možnost je zvětšení průřezu pístnice na

průřez minimálně takový, jaký byl předešlý průřez pístu pro jednočinné zapojení válce. Tímto by se zajistilo, že potřebný tlak by byl shodný, nebo menší, což je příznivější varianta řešení. Ale na druhou stranu by toto řešení vedlo k použití válce s průměrem pístu 280 mm a pístnice 180 mm, čímž se více než zdvojnásobí hmotnost pohybujícího se válce a pístnice, ale také podstatně vzroste cena za válec.



Obr. 4.3 Silové poměry na nůžkovém mechanismu

Následně dopočet pomocných úhlů, které slouží k dalšímu výpočtu průběhů reakcí a sil.

Minimální naklonění hydromotoru α_{min}

$$\alpha_{min} = \arctan\left(\frac{h_{min_2}}{vol - y}\right) = \arctan\left(\frac{0,38}{2,44 - 0,455}\right) = 10,84^\circ \quad (4.13)$$

Maximální naklonění hydromotoru α_{max}

$$\alpha_{max} = \arctan\left(\frac{h_{max_2}}{vol + \left(\frac{r}{2} - \frac{p_{min}}{2}\right)}\right) = \arctan\left(\frac{1,13}{2,44 + \left(\frac{0,7}{2} - \frac{0,2}{2}\right)}\right) = 22,79^\circ \quad (4.14)$$

Pomocné úhly – úhly minimálního β_{\min} a maximálního β_{\max} naklonění klik

$$\beta_{\min} = \arctan\left(\frac{h_{\min_2}}{x_{\max}}\right) = \arctan\left(\frac{0,38}{1,155}\right) = 18,21^\circ \quad (4.15)$$

$$\beta_{\max} = \arctan\left(\frac{h_{\max_2}}{x_{\min}}\right) = \arctan\left(\frac{1,13}{0,45}\right) = 68,29^\circ \quad (4.16)$$

Výsledná reakce čepu kliky $F_{R_K_{\max}}$, v horní části plošiny při plně zasunuté plošině

$$F_{R_K_{\max}} = \frac{F_K}{\sin(\beta_{\min})} = \frac{14636}{\sin(18,21^\circ)} = 46847 \text{ N} \quad (4.17)$$

Výsledná reakce čepu kliky $F_{R_K_{\min}}$, v horní části plošiny při plně vysunuté plošině

$$F_{R_K_{\min}} = \frac{F_K}{\sin(\beta_{\max})} = \frac{14636}{\sin(68,23^\circ)} = 15754 \text{ N} \quad (4.18)$$

Reakce čepu kliky $F_{R_K_{\max_X}}$, v horní části plošiny ve směru x při plně zasunuté plošině

$$F_{R_K_{\max_X}} = \frac{F_K}{\tan(\beta_{\min})} = \frac{14636}{\tan(18,21^\circ)} = 44502 \text{ N} \quad (4.19)$$

Reakce čepu kliky $F_{R_K_{\min_X}}$, v horní části plošiny ve směru x při plně vysunuté plošině:

$$F_{R_K_{\min_X}} = \frac{F_K}{\tan(\beta_{\max})} = \frac{14636}{\tan(68,23^\circ)} = 5828,5 \text{ N} \quad (4.20)$$

Celková reakce čepu střední části plošiny při plně zasunuté plošině $F_{R_A_{\max}}$

$$F_{R_A_{\max}} = F_{R_K_{\max}} = 46847 \text{ N} \quad (4.21)$$

Celková reakce čepu střední části plošiny při plně vysunuté plošině $F_{R_A_{\min}}$

$$F_{R_A_{\min}} = F_{R_K_{\min}} = 15754 \text{ N} \quad (4.22)$$

Reakce čepu kliky $F_{R_A_{\max_X}}$, ve střední části plošiny ve směru x při plně zasunuté plošině

$$F_{R_A_{\max_X}} = \frac{F_{R_K_{\max}}}{\sin(90 - \beta_{\min})} = \frac{46847}{\sin(90 - 18,21^\circ)} = F_{R_K_{\max_X}} = 44502 \text{ N} \quad (4.23)$$

Reakce čepu kliky $F_{R_A_min_X}$, ve střední části plošiny ve směru x při plně vysunutě plošině

$$F_{R_A_min_X} = \frac{F_{R_K_min}}{\sin(90 - \beta_{max})} = \frac{15754}{\sin(90 - 68,23^\circ)} = F_{R_K_min_X} = 5828,5 N \quad (4.24)$$

Reakce čepu kliky $F_{R_A_Y}$ ve střední části plošiny ve směru y

$$F_{R_A_Y} = F_{R_K_max} \cdot \cos(90 - \beta_{min}) = F_{R_K_min} \cdot \cos(90 - \beta_{max}) = F_K = 14\,636 N \quad (4.25)$$

K síle pro zvedání je ještě nutno, alespoň připočíst hrubé hmotnosti pohybujícího se pístu s pístnicí a pístním okem. Ty váží dohromady zhruba 200 kg.

Maximální síla do osy válce F_{V_max} , na začátku zdvihu píst

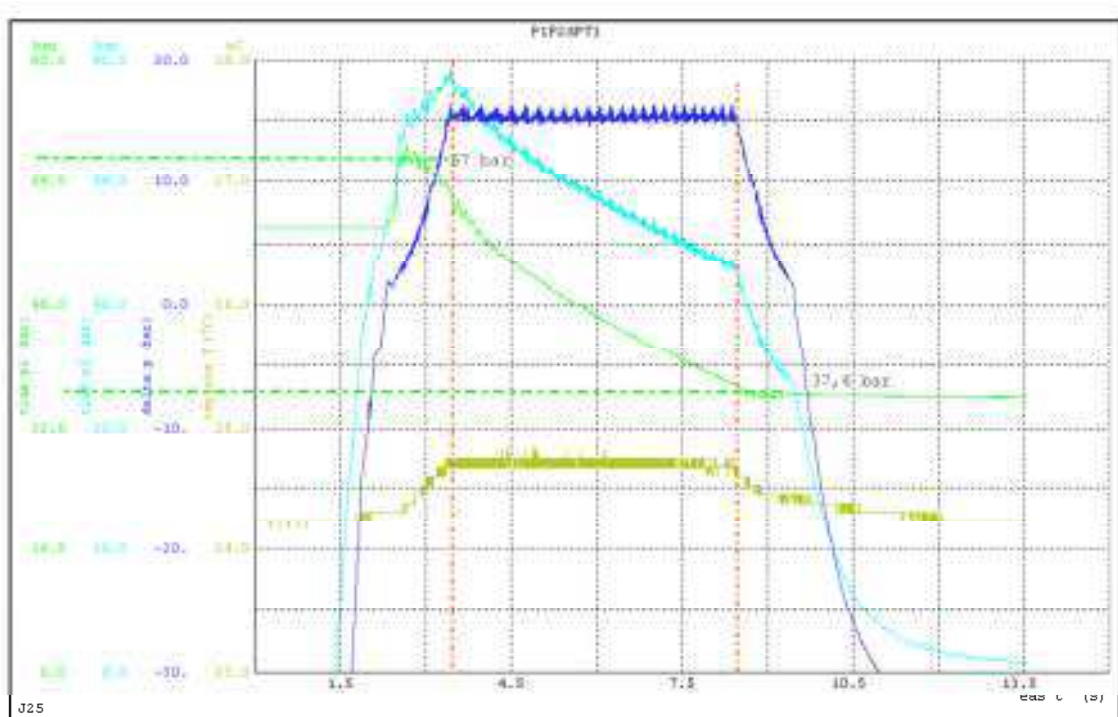
$$F_{V_max} = 4 \cdot F_{K_max} \cdot \frac{\sin(180 - 2 \cdot \beta_{min})}{\sin(\alpha_{min} + \beta_{min})} = 229\,101 N \quad (4.26)$$

Minimální síla do osy válce F_{V_min} , na konci zdvihu pístu

$$F_{V_min} = 4 \cdot F_{K_max} \cdot \frac{\sin(180 - 2 \cdot \beta_{max})}{\sin(\alpha_{max} + \beta_{max})} = 43\,327 N \quad (4.27)$$

Výsledná síla působící na jeden válec je odvozena ze sil, které se přenáší pro polovinu modelu, tedy ze čtyř klik do osy válce. Po následném odvození z Obr. 4.2 a Obr. 4.3 a s použitím *Sinovy věty* byly získány vzorce 4.27 a 4.28. Skutečná síla ve válci je pak ještě podělena mechanickou účinností.

Tento výpočet byl proveden za zjednodušených předpokladů, zejména nebyly uvažovány pasivní odpory. Celková síla působící na osu válce je samozřejmě vyšší, jelikož při každém přenosu sil v kloubech vznikají ztráty třením. Jednotlivé ztráty lze teoreticky určit jen obtížně. Přesné hodnoty se dají určit jen měřením po zhotovení samotné plošiny. Hodnoty účinnosti jsou odvozeny na základě podobnosti s plošinou 5x1m. Z důvodu proměnného převodu a tomu odpovídajícím proměnným silám v kloubech je i mechanická účinnost v průběhu zdvihu proměnná. Měření tlaků na plošině 5x1m probíhalo v květnu 2013, výsledky viz grafy na Obr. 4.4 a Obr. 4.5.



Obr. 4.4 Tlakové průběhy při zvedání plošiny [10]

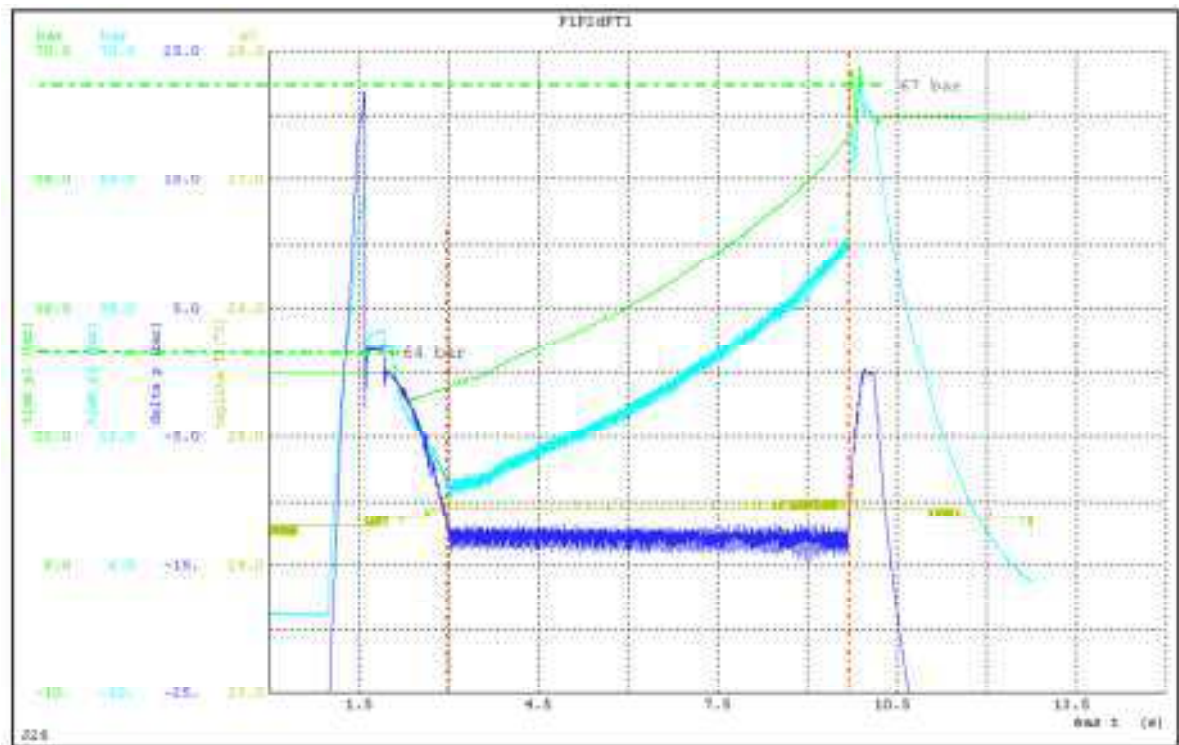
Pro toto přibližné určení porovnávám hodnoty tlaku pod pístem při zvedání a při spouštění plošiny. Při zvedání plošiny je třeba překonat pasivní odpory a vlastní tíhu plošiny. Při spouštění nám naopak pomáhají pasivní odpory brzdit, tudíž bude pracovní tlak nižší. Za předpokladu, že pasivní odpory budou shodné jak při zvedání, tak při spouštění, potom střední hodnota odpovídá samotné zátěži. Rozdíly mezi touto střední hodnotou a naměřenými hodnotami nám udávají velikosti pasivních odporů. Když podělím hodnotu tlaků bez pasivních odporů a s pasivními odpory, tak dostanu mechanickou účinnost. Na základě těchto provedených měření, sice s jinou nůžkovou plošinou, ale s podobným systémem zvedání válců, mohu určit přibližnou účinnost plošiny

Účinnost plošiny η_1 v bodě s maximálním zdvihem plošiny

$$\eta_1 = \frac{p_{\max_zvedání} - \frac{\Delta p}{2}}{p_{\max_zvedání}} = \frac{67 - \frac{6}{2}}{67} = \frac{64}{67} = 0,955 \quad (4.28)$$

Účinnost plošiny η_2 v bodě s minimálním zdvihem plošiny

$$\eta_2 = \frac{p_{\min_zvedání} - \frac{\Delta p}{2}}{p_{\min_zvedání}} = \frac{37,4 - \frac{9}{2}}{37,4} = \frac{32,9}{37,4} = 0,880 \quad (4.29)$$



Obr. 4.5 Tlakové průběhy při spouštění plošiny [10]

Jak je z výsledku zřejmé, tak mechanická účinnost se mění v průběhu zdvihu celkem značně. Usuzuji, že to je zapříčiněno proměnným převodem, který je mezi rychlostí vysouvání plošiny a vysouváním válců. V grafech na Obr. 4.4 a Obr. 4.5 jsou hodnoty tlaků před vstupem oleje do válce vykresleny zelenou barvou. Světle modrou barvou je zobrazena hodnota tlaku za čerpadlem. Bohužel zobrazení v grafu nám neudává hodnoty tlaku v závislosti na vysunutí pístnice, ale na čase. Z toho se jen stěží určují přesné hodnoty tlaků v úvratích válce. Svislé oranžové čerchované čáry ohraničují odhadované krajní polohy.

Pro další výpočet beru nejnižší hodnotu, tj. 0,88, aby byla dostatečná síla v pístnici při největší zatěžující síle.

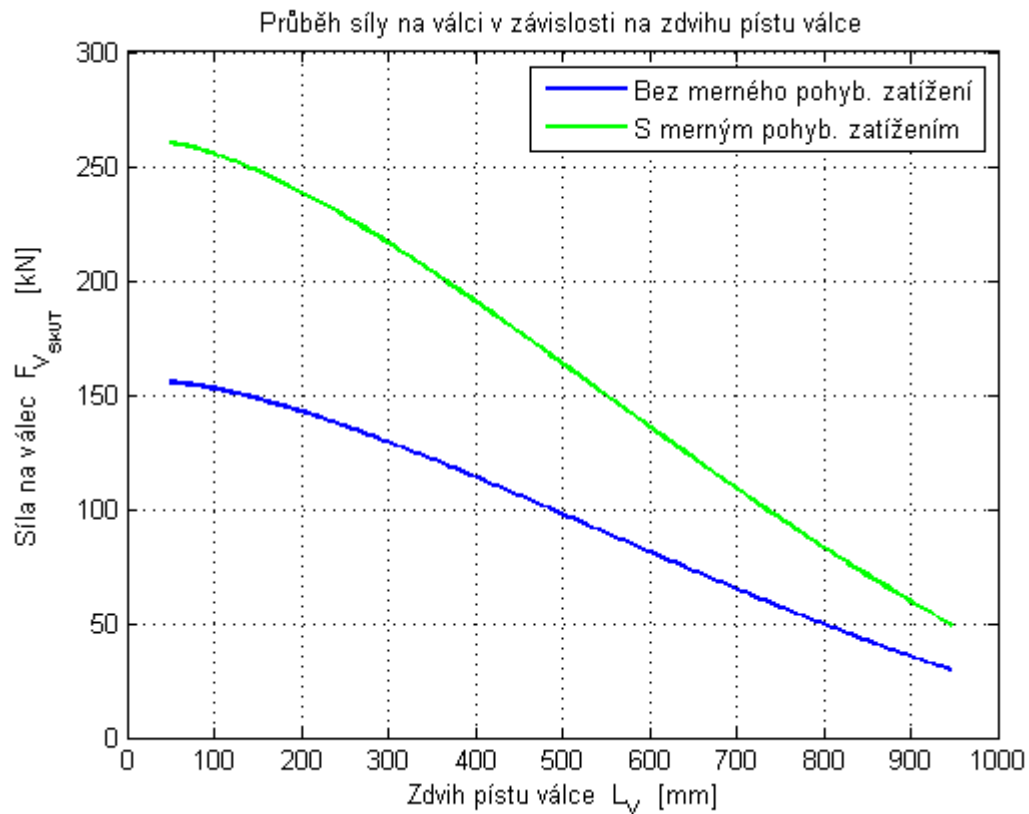
$$\eta_{mech} = \eta_2$$

Skutečná maximální síla do osy válce F_{V_max} , na začátku zdvihu pístu

$$F_{V_SKUT_max} = F_{V_max} \cdot \frac{1}{\eta_{mech}} = 229\,101 \cdot \frac{1}{0,88} = 260\,342\,N \quad (4.30)$$

Skutečná minimální síla do osy válce F_{V_min} , na konci zdvihu pístu

$$F_{V_SKUT_min} = F_{V_min} \cdot \frac{1}{\eta_{mech}} = 43\,327 \cdot \frac{1}{0,88} = 49\,235\,N \quad (4.31)$$



Obr. 4.6 Průběh síly na píst v závislosti na zdvihu pístu válce

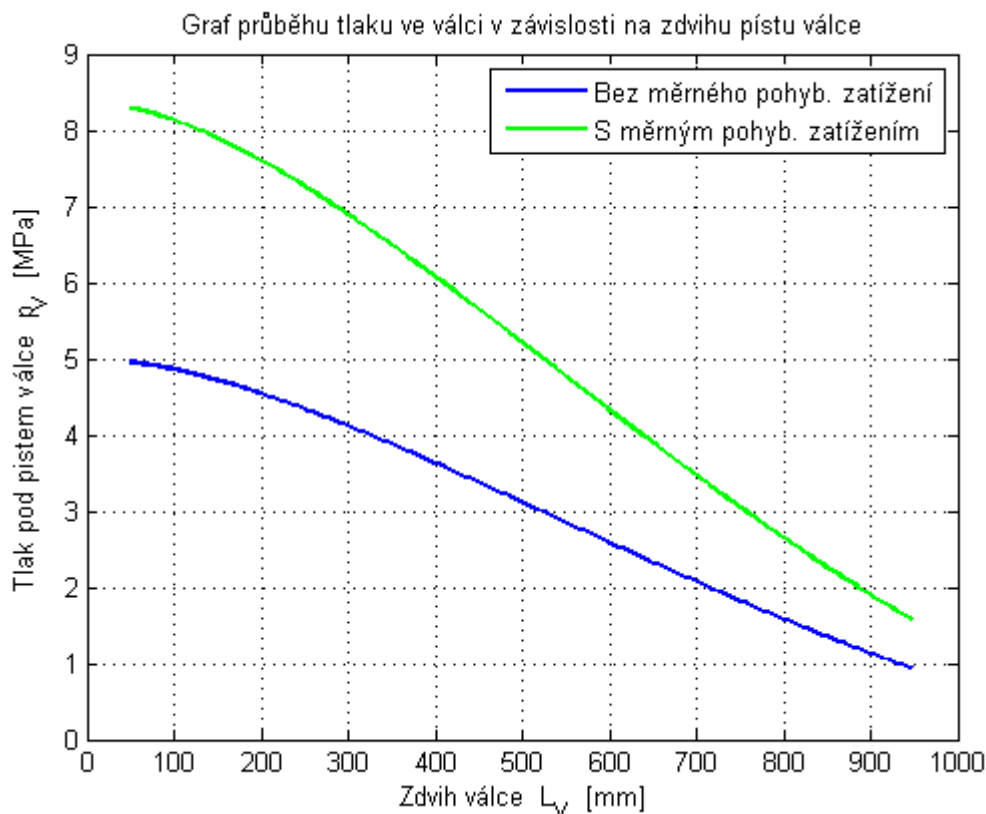
Pro srovnání jsou v grafech Obr. 4.6 a Obr. 4.7 zobrazeny i jednotlivé průběhy pro síly a tlaky ve válci v průběhu zdvihu, pro případ prázdné plošiny, tedy zanedbání měrného pohybového zatížení, tak i pro nejhorší variantu tedy s maximálním měrným zatížením rozloženým po celé ploše plošiny. Pro pevnostní výpočet, čili dimenzování jednotlivých součástí nůžkového mechanismu, však bude třeba počítat s plným měrným statickým zatížením.

Tlak pod válcem p_{V_max} na začátku zdvihu pístu

$$p_{V_max} = \frac{F_{V_SKUT_max}}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{260342}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}} = 8286945 \text{ Pa} \quad (\approx 82,9 \text{ bar}) \quad (4.32)$$

Tlak pod válcem p_{V_min} na začátku zdvihu pístu

$$p_{V_min} = \frac{F_{V_SKUT_min}}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{49235}{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}} = 1567205 \text{ Pa} \quad (\approx 15,7 \text{ bar}) \quad (4.33)$$

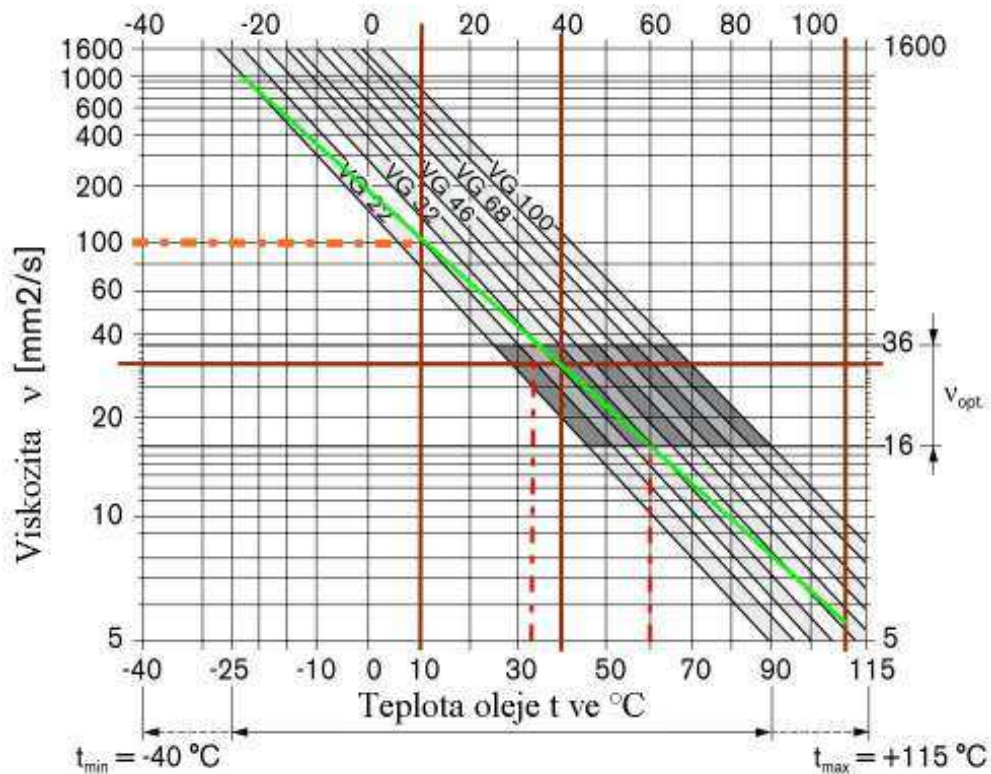


Obr. 4.7 Průběh tlaků pod pístem v závislosti na zdvihu pístu válce

4.2 Výpočet obvodu v ustáleném stavu a specifikace prvků

Volba hydraulické kapaliny:

Jako hydraulickou kapalinu volím olej *MOBIL DTE EXCEL 32*, který splňuje požadavky pro hydraulické oleje podle DIN 51524-3 i ISO 11158. Viskózní třída toho oleje dle ISO je 32. Hustota 872.5 kg m^{-3} při 15°C a hodnota viskózního indexu je 97. Teplota vzplanutí 222°C , teplota tuhnutí -33°C . Takhle nízkých ani vysokých teplot se nebude v obvodu zdaleka dosahovat. Nádrž bude umístěna ve sklepení divadla, kde se předpokládá, že by okolní teplota neměla být nižší než 5°C a vyšší než 30°C . Maximální pracovní teplota by taky neměla dosahovat extrémních teplot. Obvod bude navrhnout tak, aby měl co nejnížší energetické ztráty. Tudíž bude velmi malý vývin tepla do okolního prostředí, tak i do pracovní kapaliny, který vzniká při ztrátách. Předpokládána teplota při startu je 10°C , čemuž u tohoto oleje odpovídá viskozita $100 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$. Optimální viskozity oleje se dosáhne v rozmezí 35°C až 60°C viz Obr. 4.8



Obr. 4.8 Závislost viskozity oleje na teplotě

Zelenou barvou je naznačena křivka pro olej EXCEL 32, oranžovou čerchovanou je naznačena startovací viskozita při 10°C. Červenou čerchovanou je ohraničeno teplotní rozmezí, ve kterém je optimální viskozita. V divadelní technice se běžně používají minerální oleje, jelikož zde není požadavek na ekologičnost.

Již předem byl u hrubé optimalizace vybrán válec:

HYDRAULICKÝ VÁLEC: CDH1MP5_200_125_1000A3X_B22CSUMZWFWWY

od firmy *REXROTH*

Aby rozměrově vyšla osová délka zasunutého a vysunutého válce dle předešlého výpočtu, bude pístnice vyrobena o 50 mm delší.

průměr pístu d_p

$$d_p = 0,2 \text{ m},$$

průměr pístnice $d_{\text{Pístnice}}$

$$d_{\text{Pístnice}} = 0,125 \text{ m},$$

zdvih válce z_v

$$z_v = 1 \text{ m},$$

plocha pístu S_p

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 0,0314 \text{ m}^2,$$

volené otáčky elektromotoru n_M

$$n_M = 1480 \text{ min}^{-1},$$

Průtoková účinnost η_{Q_G}, η_{Q_M}

$$\eta_{Q_G} = \eta_{Q_M} = 0,95.$$

Průtok hydromotorem Q_M

$$Q_M = \frac{S_P \cdot v}{\eta_{Q_M}} = \frac{0,0314 \cdot 0,05}{0,95} = 1,653 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad (4.34)$$

$$* Q_{M_l/\min} = Q_M \cdot 6 \cdot 10^4 = 99,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad (4.35)$$

Průtok hydrogenerátorem Q_G

$$Q_G = 2 \cdot Q_M = 3,307 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad (4.36)$$

$$* Q_{G_l/\min} = Q_G \cdot 6 \cdot 10^4 = 198,4 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} \quad (4.37)$$

Geometrický objem čerpadla V_G

$$V_G = \frac{Q_G}{n_M \cdot \eta_{Q_G}} = \frac{3,307 \cdot 10^{-3}}{24,66 \cdot 0,95} = 0,141 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (4.38)$$

Přepočet:

$$V_{G_kat} = 140 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad \text{beru z katalogu čerpadlo o objemu } 140 \text{ cm}^3$$

ČERPADLO: *A10VSO140DFE1/31R-PPA12* od firmy REXROTH

Průtok s katalogovým hydrogenerátorem

$$Q_{G_nové} = n_M \cdot V_{G_kat} \cdot \eta_{Q_G} = 24,66 \cdot 140 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95 = 3,281 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad (4.39)$$

Průtok do válce

$$Q_{M_nové} = \frac{Q_{G_nové}}{2} = \frac{3,281 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,64 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad (4.40)$$

Přepočtená rychlost vysouvání válce

$$v_{Válce} = \frac{Q_{M_nové}}{S_P} \cdot \eta_{Q_M} = \frac{1,64 \cdot 10^{-3}}{0,0314} \cdot 0,95 = 0,049 \text{ m s}^{-1} \quad (4.41)$$

Na základě průtoku $Q_{G_nové}$ a maximálního tlaku v obvodu p_{V_max} , vychází výkon P :

$$P = Q_{G_nové} \cdot p_{V_max} = 3,281 \cdot 10^{-3} \cdot 8\,286\,945 = 27\,187 \text{ W} \quad (4.42)$$

Příkon elektromotoru P_{SKUT} , pak

$$P_{SKUT} = \frac{P}{\eta_{ELM}} = \frac{27\,187}{0,932} = 29\,170 \text{ W} \quad (4.43)$$

Na základě příkonu je vybrán elektromotor s nejbližším vyšším jmenovitým výkonem, a to 30 kW . S otáčkami 1480 ot min^{-1} , a s účinností 93,2% při 100% zatížení.

ELEKTROMOTOR: *M3BP 200 MLA* od firmy ABB.

Obvod dále obsahuje řízený jednosměrný ventil s externím dvodem drenáže:

ŘÍZENÝ JEDNOSMĚRNÝ VENTIL: SL 6 PB2-6X od firmy REXROTH

Pro pokrytí požadovaného průtoku 210 litrů za minutu a pro otáčky elektromotoru беру čerpadlo A10VSO o geometrickém objemu 140 cm³.

Dále je bráno v potaz, že plošina nebude pracovat v opakovaných cyklech v dlouhodobém provozu. Dále by navržený obvod měl mít co nejmenší energetické ztráty. Tudíž bude velmi malý vývin tepla do okolního prostředí, tak i do pracovní kapaliny, který vzniká při ztrátách. Z těchto důvodů nebude třeba dát na nádrž chladič. Co ale bude zapotřebí, je samostatný filtrační okruh, jelikož u objemového řízení s rekuperací energie, není zařazena odpadní nízkotlaká větev. Zařazením filtru kdekoli do vysokotlaké části obvodu, by znamenalo trvalou tlakovou ztrátu. Samostatný filtrační okruh spotřebuje taky jisté množství energie, ale na druhou stranu nebude trvale v provozu.

Pro řízení otevření hydraulického zámku je do větve s řídicím tlakem vložena clona. Ta zde slouží jednak pro odstranění rázu od tlakové špičky při otevření sedlového ventilu, ale také jaké redukce tlaku, jelikož pro otevření zámku je třeba jen zlomkový tlak, který je v obvodu.

Rovnice průtoku přes clonu

$$Q_{CL} = \mu \cdot S_{CL} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p}{\rho}} = \mu \cdot \frac{\pi \cdot d_{CL}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p}{\rho}} \quad (4.44)$$

Výpočet průměru clony d_{CL} :

$$d_{CL} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{CL}}{\pi \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p}{\rho}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,62 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{11,5 \cdot 10^6}{872,5}}}} = 4,6 \cdot 10^{-3} m \quad (4.45)$$

Výpočet tlakového spádu po použití clony o průměru 6 mm:

$$p = \left(\frac{4 \cdot Q_{CL}}{\pi \cdot \mu \cdot d_{CL}^2} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} = \left(\frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,006^2} \right)^2 \cdot \frac{872,5}{2} = 39,4 bar \quad (4.46)$$

4.3 Výpočet základních dynamických parametrů

Pro zjištění dynamiky jsou zapotřebí veškeré posuvné a úhlové rychlosti všech pohybujících se částí plošiny. K tomuto účelu byl vytvořen v programu *Creo2* 3D model

Píst válce se pohybuje konstantní rychlostí s jistým náběhem na ni. Náběh je nadefinován jako rampová funkce, kdy se dosáhne ustálené rychlosti rovnoměrným zrychlením za daný časový interval. Rychlost vysouvání horní (pohybové) plošiny je však odlišná, jelikož rychlost od vysouvání válce je ještě převedena přes mechanismus na rychlost pohybu plošiny. Zjednodušeně se dá říci, že se jedná o dvojnásobek rovnoměrné rychlosti otáčení bodu po kružnici o poloměru rovném osové vzdálenosti kliky. Samotná rychlost vysouvání je pak průmět této rychlosti do vertikální roviny. Obecně však koná válec ještě úhlový pohyb a síla na kružnici nepůsobí tečně. Kvůli tomu se dá rychlost vysouvání horní plošiny analyticky určit jen opravdu obtížně. V dnešní době se však dají tyto průběhy jednoduše zjistit pomocí 3D programů.

hustota oleje:

$$\rho_{OL} = 872,5 \text{ kg m}^3$$

hustota oceli:

$$\rho_{OC} = 7850 \text{ kg m}^3$$

kinematická viskozita oleje:

$$\nu_{OL} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m s}^{-1}$$

Youngův modul pružnosti oceli:

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$

modul objemové stlačitelnosti včetně vzduchu:

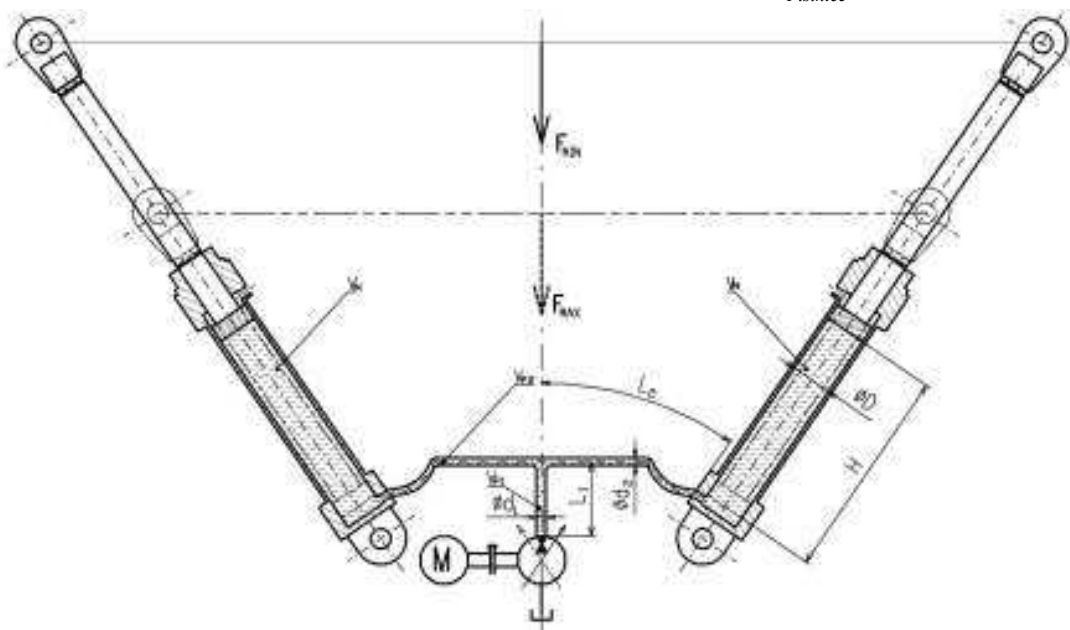
$$K = 1,2 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

přibližná délka pístu

$$L_p = 0,15 \text{ m}$$

přibližná délka pístnice

$$L_{Pistnice} = 1,7 \text{ m}$$



Obr. 4.9 Schéma k dynamickému výpočtu

Výpočet redukované hmotnosti a vlastních frekvencí:

Pro výpočet vlastních frekvencí pohonu, je třeba znát redukovanou hmotnost. Jelikož zde nejsou hmotnosti všech pohybujících se částí plošiny a měrného zatížení plošiny umístěny přímo na pístnici válce, ale přes proměnný pákový převod. Je třeba tyto pohybující se hmoty nahradit hmotou ekvivalentní, která bude mít stejný dynamický efekt. Vycházím z poznatku, že kinetická energie náhradního – redukováného tělesa musí být stejná jako součet kinetických energií všech členů skutečného mechanismu.

$$\text{Tedy: } E_{k_red} = \sum_{i=0}^n E_{k_i}$$

Celková kinetická energie pohybující se plošiny E_{k_red} , je pak daná součtem kinetických energií jednotlivých pohybujících se prvků

$$E_{k_red} = E_{k_PIST} + E_{k_pl_S} + E_{k_pl_H} + E_{k_RH} + E_{k_RD} \quad (4.47)$$

Přesné rozložení hmoty je zatím nejasné, jelikož plošina ještě nebyla vyrobena. Zavést zjednodušení a převést veškerou hmotnost do vrchní části plošiny by vygenerovalo značné odchylky. Proto jsem se pokusil zhruba určit rozložení hmotnosti v jednotlivých pohybujících se částí mechanismu. Dá se předpokládat, že kolem 55 % procent hmotnosti bude obsahovat horní pohybový rám. Tam se taky promítne veškerá hmotnost od měrného pohybového zatížení. Dále se dá přibližně určit, že 35 % procent z celkové hmotnosti bude mít střední pohybový rám. A zbylých 10 % ze zadané hmotnosti plošiny budou obsahovat kliky. Jelikož je plošina symetrická, bude následující výpočet proveden pro polovinu plošiny, tedy výpočet redukované hmotnosti do jedné osy válce.

Hmotnost horního rámu plošiny s měrným zatížením m_{pl_H} :

$$m_{pl_H} = 0,55 \cdot \frac{F_P}{g} + \frac{S \cdot m_Z}{2} = 0,55 \cdot \frac{70 \cdot 10^3}{2 \cdot 9,81} + \frac{24 \cdot 200}{2} = 4362,3 \text{ kg} \quad (4.48)$$

Hmotnost středního rámu plošiny m_{pl_S} :

$$m_{pl_S} = 0,35 \cdot \frac{F_P}{g} = 0,35 \cdot \frac{70 \cdot 10^3}{2 \cdot 9,81} = 1248,3 \text{ kg} \quad (4.49)$$

Hmotnost ramene (kliky) m_R :

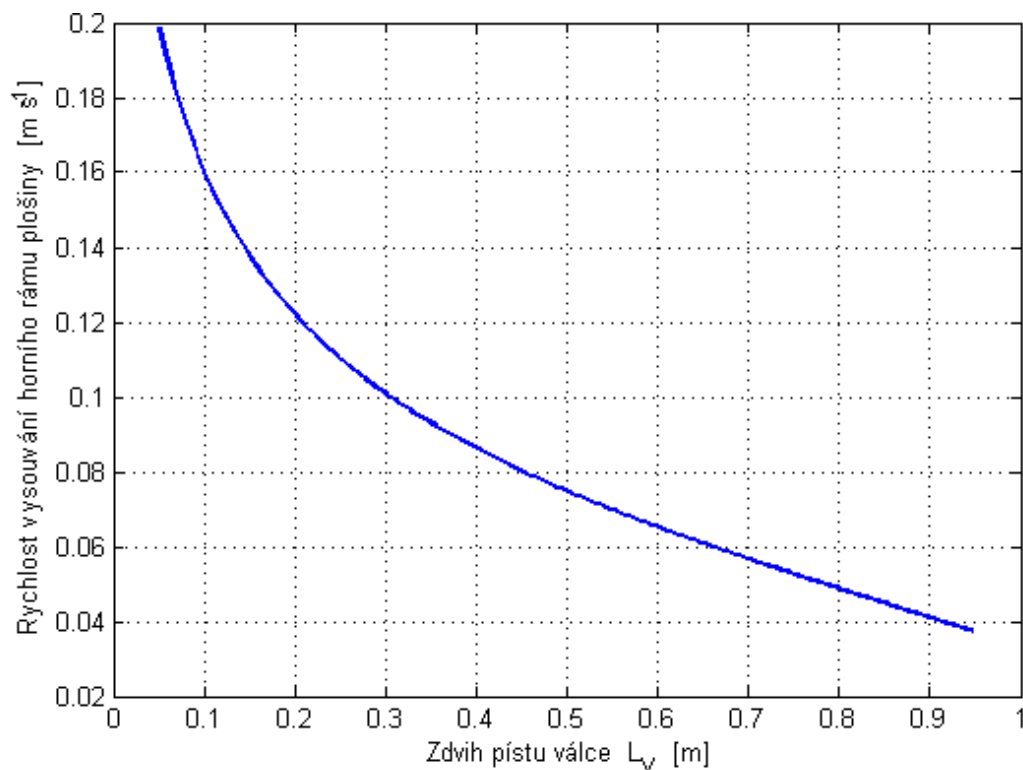
$$m_R = 0,1 \cdot \frac{1}{n_K} \frac{F_P}{g} = 0,1 \cdot \frac{1}{8} \cdot \frac{70 \cdot 10^3}{2 \cdot 9,81} = 44,6 \text{ kg} \quad (4.50)$$

kde n_K je počet klik pro polovinu modelu plošiny

Dále je ještě započtena hmotnost pohybující se pístnice a pístu m_{P+P}

$$m_{P+P} = \rho_{OC} \cdot (V_{pistu} + V_{pístnice}) = \rho_{OC} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{pistu}^2}{4} \cdot L_{pistu} + \frac{\pi \cdot d_{pístnice}^2}{4} \cdot L_{pístnice} \right) \quad (4.51)$$

Rychlost vysouvání horní části plošiny (veličiny s indexem pl_H) byla zjištěna ze simulace v programu *Creo2*, viz Obr. 4.10. Rychlost vysouvání střední části plošiny (veličiny s indexem pl_S), se vždy rovná polovině rychlosti vysouvání horní části plošiny. Horní ramena se otáčí kolem svého středu (těžiště) a k tomu se ještě posouvají ve vertikálním směru. Jejich rychlost vztahena ke středu je rovna $\frac{3}{4}$ rychlosti vysouvání horní části plošiny. Dolní ramena se jen otáčí kolem svého kloubu ve spodním rámu plošiny.



Obr. 4.10 Vygenerovaný průběh rychlosti horního rámu plošiny v závislosti na zdvihu pístu válce

Následně můžeme rovnici upravit:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot v_{válce}^2 &= \frac{1}{2} \cdot m_{P+P} \cdot v_{válce}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{pl_S} \cdot v_{pl_S}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{pl_H} \cdot v_{pl_H}^2 + \dots \\ &+ \frac{n_K}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot m_R \cdot v_{RH}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{RH} \cdot \omega_{RH}^2 \right) + \frac{n_K}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot I_{RD} \cdot \omega_{RD}^2 \end{aligned} \quad (4.52)$$

$$\begin{aligned} m_{red} \cdot v_{válce}^2 &= m_{P+P} \cdot v_{válce}^2 + m_{pl_S} \cdot \left(\frac{v_{pl_H}}{2} \right)^2 + m_{pl_H} \cdot v_{pl_H}^2 + \dots \\ &+ \frac{8}{2} \cdot \left[m_R \cdot \left(\frac{3 \cdot v_{pl_H}}{4} \right)^2 + I_{RH} \cdot \omega_{RH}^2 \right] + \frac{8}{2} \cdot I_{RD} \cdot \omega_{RD}^2 \end{aligned} \quad (4.53)$$

kde: převod mezi rychlostí vysouvání válce a rychlostí plošiny

$$i = \frac{v_{pl_H}}{v_{válce}} \quad (4.54)$$

Jelikož se ramena otáčejí, je třeba určit jejich moment setrvačnosti.

Moment setrvačnosti horního ramene I_{RH} :

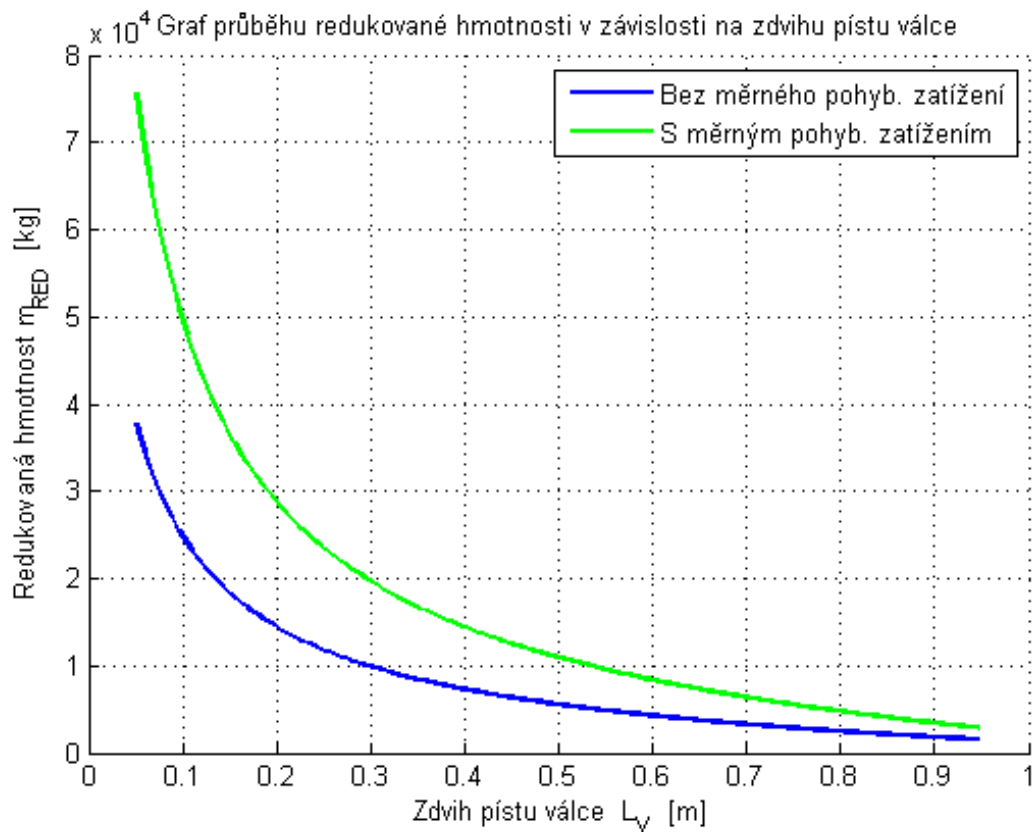
$$I_{RH} = \frac{1}{12} \cdot m_R \cdot l_k^2 = \frac{1}{12} \cdot 44,6 \cdot 1,2163 = 5,50 \text{ kg m}^2 \quad (4.55)$$

Moment setrvačnosti dolního ramene I_{RD} :

$$I_{RD} = \frac{1}{3} \cdot m_R \cdot l_k^2 = \frac{1}{3} \cdot 44,6 \cdot 1,2163 = 21,99 \text{ kg m}^2 \quad (4.56)$$

Potom konečný tvar rovnice pro výpočet redukované hmotnosti

$$\begin{aligned} m_{red} &= m_{P+P} + m_{pl_S} \cdot \frac{i^2}{4} + m_{pl_H} \cdot i^2 + m_R \cdot \frac{9}{4} \cdot i^2 + 4 \cdot I_{RH} \cdot \frac{\omega_{RH}^2}{v_{válce}^2} + 4 \cdot I_{RD} \cdot \frac{\omega_{RD}^2}{v_{válce}^2} \\ &= 150 + 1248,73 \cdot \frac{i^2}{4} + 4362,28 \cdot i^2 + 44,6 \cdot \frac{9}{4} \cdot i^2 + 4 \cdot 5,5 \cdot \frac{\omega_{RH}^2}{v_{válce}^2} + 4 \cdot 21,99 \cdot \frac{\omega_{RD}^2}{v_{válce}^2} \end{aligned} \quad (4.57)$$

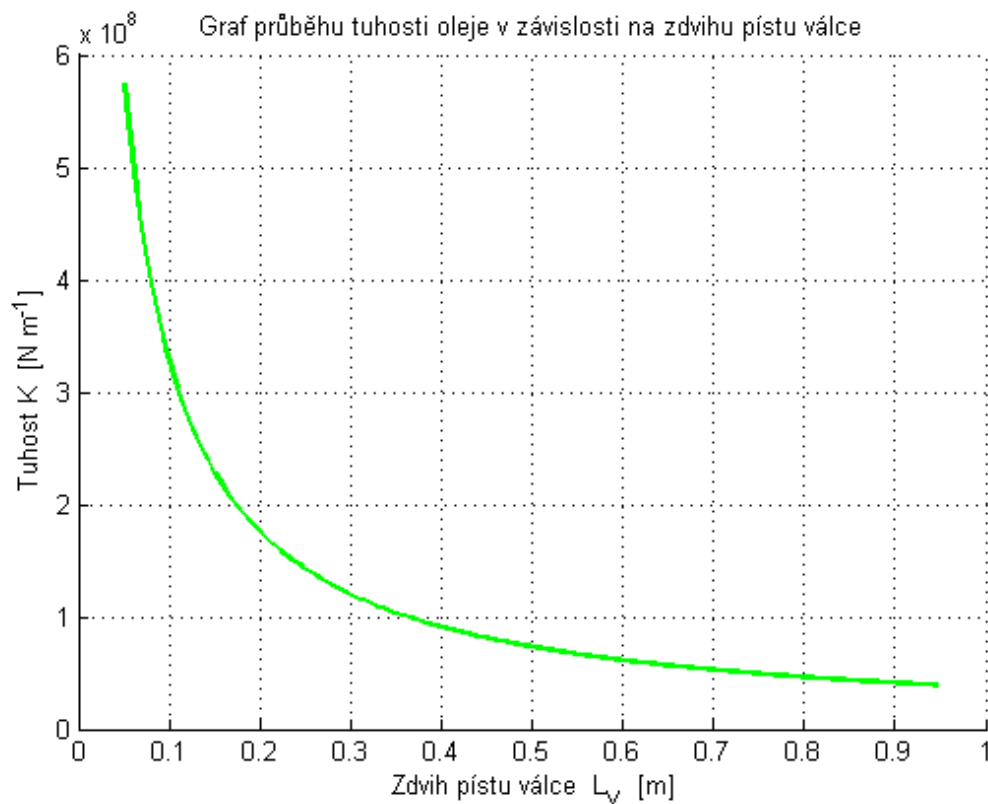


Obr. 4.11 Průběh redukované hmotnosti

Zde jak tuhost, tak redukovaná hmotnost jsou také proměnné v průběhu zdvihu pístu, proto jsou výsledky uvedeny jako grafické průběhy, viz Obr. 4.11.

Rovnice pro výpočet tuhosti válce k :

$$k = \frac{K \cdot S^2}{S \cdot z_V + V_{potrubí}} = \frac{K \cdot S}{z_V + \frac{V_{potrubí}}{S}} = \text{viz průběh Obr. 4.12} \quad (4.58)$$



Obr. 4.12 Průběh tuhosti oleje v závislosti na zdvihu pístu válce

Vlastní frekvence f_0 :

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red}}} = \text{viz průběh v Obr. 4.13} \quad (4.59)$$

Minimální vlastní frekvence f_{0_min} :

$$f_{0_min} = 12,4 \text{ Hz} \quad (4.60)$$

Vlastní kruhová frekvence ω_0 :

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_{0_min} = 2 \cdot \pi \cdot 12,4 = 77,9 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.61)$$

Budící kruhová frekvence ω_B :

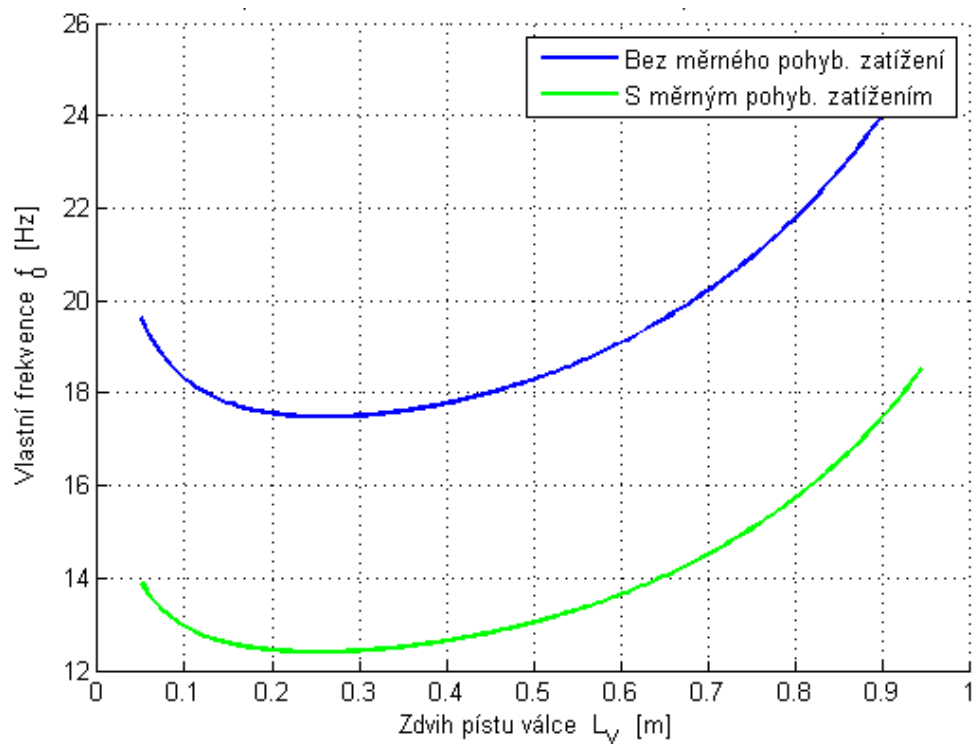
$$\omega_B = \frac{\omega_0}{3} = \frac{77,9}{3} = 25,97 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.62)$$

Časová konstanta T_B :

$$T_B = \frac{1}{\omega_B} = \frac{1}{25,97} = \underline{\underline{0,04 \text{ s}}} \quad (4.63)$$

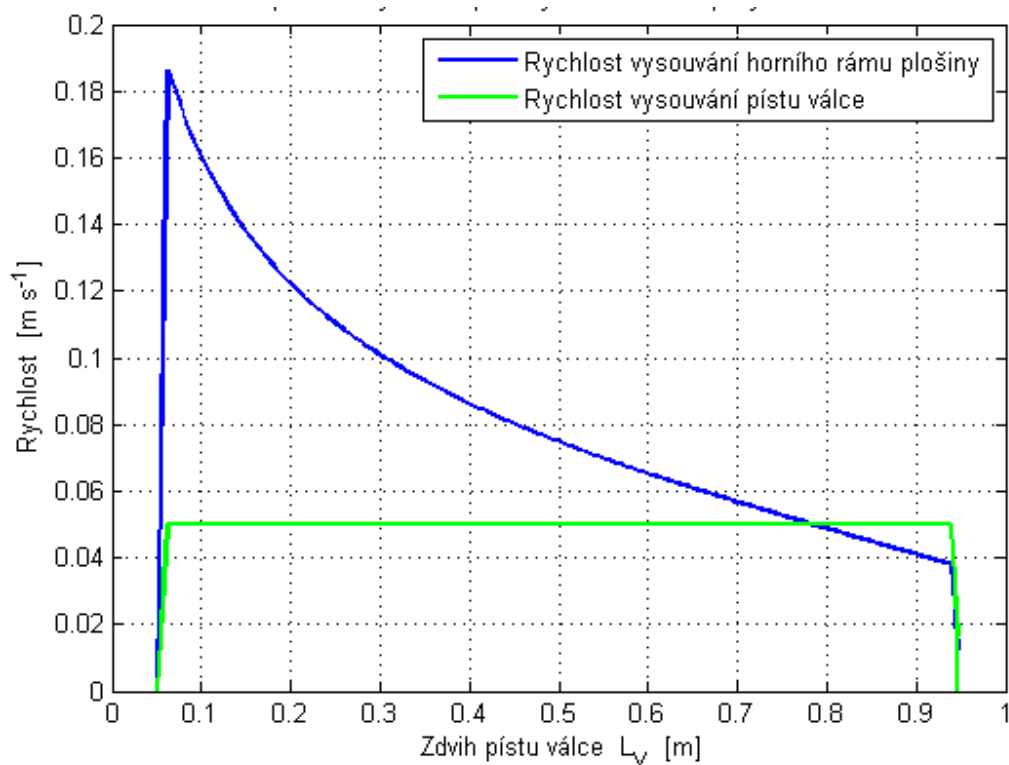
Doporučená doba náběhu t_r , na ustálenou rychlost:

$$t_r = 6 \cdot T_B = 6 \cdot 0,04 = 0,231 \text{ s} \quad (4.64)$$



Obr. 4.13 Graf průběhu vlastních frekvencí v závislosti na zdvihu pístu válce

Zelenou barvou je označen průběh pro nezatíženou plošinu. Modrou barvou je označen průběh s uvážením maximálního měrného pohybového zatížení plošiny $m_z = 200 \text{ kg m}^{-2}$. Na obrázku Obr. 4.14 jsou rychlosti plošiny a válce s rampovým náběhem



Obr. 4.14 Graf průběhů rychlostí plošiny a válce s rampovým náběhem

Závěr

Výsledkem diplomové práce je energeticky úsporný elektrohydraulický pohon plošiny s možností řízení polohy. V práci bylo porovnáváno z energetického hlediska ventilové řízení s objemovým řízením hydrogenerátoru. Jako energeticky úspornější se prokázalo být řízení objemové, které v této práci bylo propracováno podrobněji. Ačkoli možnost přesného řízení neregulovaného systému a dynamické vlastnosti vedou k použití rychlých regulačních ventilů. Ale převládající hospodárnost, což je hlavní faktor, je na straně objemového řízení. Nejzásadnější úspora energie je dosažena hlavně z důvodu možného využití rekuperace energie zpět do sítě při spouštění plošiny.

Rozměrový návrh plošiny a volba hydraulického válce (průměr pístu a zdvih) byl zdlouhavější proces. Tento komplexní problém, by si určitě zasloužil případnou detailnější studii s následnou numerickou optimalizací jednotlivých rozměrů. Na základě mnou provedené hrubé optimalizace rozměrů a volbou doplňkových, byl proveden kinematický a silový rozbor. Návrh plošiny a kinematický rozbor zohledňuje propojení mechaniky s hydraulikou, čili některé rozměry byly navrženy tak, aby nebyly zapotřebí jednak velké rozměry válce, tak potřebný vyvozující tlak. Z jeho výsledku byl získán průběh tlaku v závislosti na zdvihu pístu válce.

Průběh zdvihu plošiny, tedy horního rámu, v závislosti na zdvihu válce byl obdržen z 3D modeláře *Creo2*. Z maximální dovelené rychlosti horního rámu plošiny a tomu odpovídající rychlosti válců o již zvoleném průměru pístů byl zjištěn potřebný průtok.

Z tohoto a z průběhů tlaků byly dimenzovány ostatní prvky obvodu, které byly voleny na základě výpočtu v ustáleném stavu.

U dynamického výpočtu byl z ekvivalence kinetické energie vypočten průběh redukované hmotnosti do osy válce. Taktéž byl výpočtem zjištěn průběh tuhosti systému v průběhu zdvihu válce. Podle znalosti těchto průběhů se určil průběh vlastních frekvencí. Následně se pak z časové konstanty určila minimální možná doba náběhu na maximální průtok, čili maximální zrychlení i brždění. Po nové simulaci, teď už s dovoleným rampovým náběhem hydraulického válce, byl obdržen skutečný průběh rychlosti vysouvání plošiny.

S nejvyšší pravděpodobností budou výsledky práce použity pro zhotovení plošiny. Práce tedy měla smysl a má dozajisté své praktické využití.

Seznam použitých pramenů

- [1] PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů* [online]. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s. ISBN 978-80-248-1827-6
Dostupné z <http://www.338.vsb.cz/PDF/hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf> datum přístupu 29.4.2013
- [2] TONYAN, M. J. *Electronically Controlled Proportional Valves: Selection and Applications*. New York: Marcel Dekker, Inc. 1985, 175 s, ISBN: 0-8247-7431-0
- [3] SCHMITT, A. a kolektiv. *Příručka hydrauliky. Svazek 2*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth AG, 1986. 235 s. ISBN 3-8023-0898-0.
- [4] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [5] CUNDIFF, J. S. *Fluid Power Circuits and Controls: Fundamental and Applications*. Blacksburg: CRC Press LLC, 2002, 535 s, ISBN 0-8493-0924-7
- [6] KOLEKTIV AUTORŮ. *Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace*. Brno: BoschRexroth/CZ, 2007. 149 s.
- [7] RYDBERG K. E. *Hydraulic servo systems*, Linköping: 2008, skripta pro kurz: Hydraulic servo systems
- [8] ALBERS P. *Motion Control in Offshore and Dreggin*. Delft: Springer, 2010. 316 s. ISBN 978-90-481-8802-4.
- [9] HEYBROEK K., PALMBERG J.-O. and LARSSON J., *Mode Switching and Energy Recuperation in Open Circuit Pump Control*, The 10th Scandinavian International Conference of Fluid Power, SICFP'07, pp. 197–209, Tampere, Finland, 21st–23rd May, 2007.

Firemní podklady:

- [10] OCHII Engineering
- [11] Katalog Bosch Rexroth AG. Interactive Catalog Systém. [online] URL:
<http://www.boschrexroth.com/ics/>
*Hydraulic-Training: Axial Piston Units (Basic principles)
*Rexroth Sytronix –Energy-efficient Hydraulics with Variable-speed Pump Drives
- [12] Katalog Voith Turbo
- [13] Katalog Parker

Seznam příloh

- Příloha č.1:** DIPPRO–SN2KIH01–GLI011–01: Kinematické a silové schéma
- Příloha č.2:** DIPPRO–SN2KIH01–GLI011–02: Hydraulické schéma objemového řízení
- Příloha č.3:** DIPPRO–SN2KIH01–GLI011–03: Hydraulické schéma ventilového řízení
- Příloha č.4:** DIPPRO–SN2KIH01–GLI011–04: Hydraulické schéma otáčkového řízení